

VŠB - Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra aplikované mechaniky

Analýza pádové zkoušky lopatky sedadlového systému Analysis Drop Test Blades Seating System

Student:

Bc. Miloslav Halák

Vedoucí diplomové práce:

Ing. Matěj Bartecký

Ostrava 2015

VŠB - Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra pružnosti a pevnosti

Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Miloslav Halák**
Studijní program: N2301 Strojní inženýrství
Studijní obor: 3901T003 Aplikovaná mechanika
Téma: **Analýza pádové zkoušky lopatky sedadlového systému**
Analysis Drop Test Blades Seating System

Zásady pro vypracování:

- Zpracovat rešerši k testování, odezvy materiálu o vysokých rychlostech zatížení
- Navrhnout materiálový model (mez pevnosti materiálu je 90MPa,)
- Uvažovat zátěžné stavy:
 - 1/ těleso padá do středu lopatky
 - 2/ těleso padá na hranu nad čepem 1
 - 3/ těleso padá na hranu nad čepem 2
- Vyhodnotit deformačně napjatostní stav
- Zhodnocení, diskuse výsledků analýz, případných nejistot a předpokladů řešení

Seznam doporučené odborné literatury:

- 1/ Ansys Inc. Documentation for ANSYS Release 15.0. SAS IP, Inc., 2014.
- 2/ Teplý, B., Šmířák, S.: Pružnost a plasticita II., CERM, Brno, 2000
- 3/ Kolář, V., Kratochvíl, J., Leitner, F., Ženíšek, A. Výpočet plošných a prostorových konstrukcí metodou konečných prvků, SNTL, Praha, 1979
- 4/ Kolář V., Němec I., Kanický V. FEM Principy a praxe metody konečných prvků, Computer Press, Praha, 1997

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí diplomové práce: **Ing. Matěj Bartecký**

Datum zadání: 13.12.2014

Datum odevzdání: 18.05.2015

doc. Ing. Radim Halama, Ph.D.
vedoucí katedry

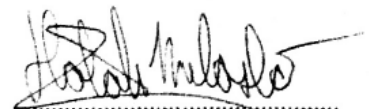


doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

Místopřisežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě: 18.5.2015



podpis studenta

Prohlašuji, že

- byl jsem seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. - autorský zákon, zejména §35 - užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a §60 - školní dílo.

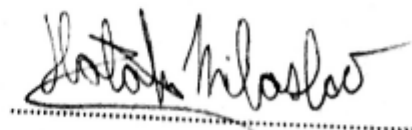
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská - Technická univerzita Ostrava (dále jen VŠB-TUO) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§35 odst. 3).

- souhlasím s tím, že jeden výtisk diplomové práce bude uložen v Ústřední knihovně VŠB-TUO k prezenčnímu nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o diplomové práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.

- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu §12 odst. 4 autorského zákona.

- bylo sjednáno, že užít své dílo - diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).

V Ostravě: 18.5.2015



podpis studenta

Miloslav Halák

Školní 203

Latín 783 49

Anotace diplomové práce

HALÁK, M. Analýza pádové zkoušky lopatky sedadlového systému. Ostrava: Katedra aplikované mechaniky, Fakulta strojní, VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2015, 68 s. Diplomová práce, vedoucí Bartecký, M.

Diplomová práce je zaměřena na technický problém z praxe zadaný firmou Continental. Práce se zabývá řešením deformačně napjatostního stavu lopatky sedadlového systému. V úvodu jsou popsány typy vysokorychlostních zkoušek, materiálové modely a explicitní algoritmus. V hlavní části je nastavena, řešena a vyhodnocena analýza pádové zkoušky. Cílem práce je zjištění a vyhodnocení kritických míst. V závěru je provedeno zhodnocení analýzy a popsán návrh na zlepšení součásti. Celá problematika je řešena numerickou metodou konečných prvků v programu Ansys - Workbench 15.0.

Annotation of master thesis

HALÁK, M. Analysis Drop Test Blades Seating System. Ostrava: Department of Applied Mechanics, Faculty of Mechanical Engineering. VŠB - Technical University of Ostrava, 2015, 68p. Thesis head: Bartecký, M.

This master thesis deals with real technical problem which was specified from Continental Corporation. This thesis deals with the deformation and stress state of pressure plate car seating system. The introduction contains a description of types of high-speed testing, material models and explicit algorithm. The main part of the thesis is focused on analysis settings, solution and evaluation of the drop test. The main aim is to find out and evaluate critical regions. In conclusion is description of the analysis evaluation and component improvement proposal. The whole thesis is numerically solved using the finite element method in Ansys Workbench 15.0.

Seznam použitých zkratk a symbolů

Označení	Legenda	Jednotka
C_0	Rychlost šíření elastické vlny	[m/s]
C_{pl}	Rychlost šíření plastické vlny	[m/s]
E, E_0	Youngův modul pružnosti v tahu, ohybu	[MPa]
E_{vn}	Energie vnitřní	[mJ]
E_h	Energie hourglass	[mJ]
F	Síla	[N]
J, J_x, J_y, J_z	Moment setrvačnosti	[kgmm ²]
K	Faktor tenzometru	[-]
L_0, L_f, X	Délka vzorku	[mm]
S_1	Plocha průřezu tyče	[mm ²]
S_2	Plocha průřezu měřeného materiálu	[mm ²]
U_N	Napájecí napětí	[V]
V	Objem	[m ³]
c	Rychlost šíření zvuku materiálu	[m/s]
f	Bezpečnostní faktor kritického časového kroku	[-]
g	Gravitační zrychlení	[m/s ²]
h	Charakteristický rozměr sítě konečných prvků	[mm]
h_l	Vzdálenost	[mm]
h_z	Modul zpevnění	[MPa]
m	Hmotnost	[kg]
t_c	Kritický časový krok	[s]
v	Rychlost tělesa	[m/s]
z	Zesílení	[-]

$\{F^{ext}\}_n$	Vektor externích sil v kroku n	[N]
$\{F^{int}\}_n$	Vektor interních sil v kroku n	[N]
$\{\dot{R}\}_n$	Vektor rychlostí v kroku n	[m/s]
$\{\ddot{R}\}_n$	Vektor zrychlení v kroku n	[m/s ²]
$\{\dot{R}\}_{n+1}$	Vektor rychlostí v kroku n+1	[m/s]
$\{\ddot{R}\}_{n+1}$	Vektor zrychlení v kroku n+1	[m/s ²]
$\{R\}_n$	Vektor přemístění v kroku n	[m]
[D]	Matice tlumení	[1/s]
[K]	Matice tuhostí	[N/m]
[M]	Matice hmot	[kg]
ΔU	Přírůstek napětí	[V]
σ_Y, σ_M	Napětí na mezi kluzu, pevnosti	[MPa]
ϵ_l	Skutečná elastická deformace	[-]
ϵ_M	Poměrná deformace na mezi pevnosti	[-]
ϵ_Y	Poměrná deformace na mezi kluzu	[-]
ϵ_i	Poměrná axiální deformace zatěžujícího pulzu impaktoru	[-]
ϵ_m	Měřená elastická deformace	[-]
ϵ_r	Poměrná axiální deformace odraženého pulzu	[-]
ϵ_t	Poměrná axiální deformace prošlého pulzu	[-]
ρ	Hustota materiálu	[kg/m ³]
μ	Poissonovo číslo	[-]
Δt	Časový rozdíl	[s]

Obsah

Seznam použitých zkratk a symbolů	6
0 Úvod.....	11
1 Zkoušení materiálu za vysokých rychlostí.....	13
1.1 Vysokorychlostní zkoušky.....	14
1.1.1 Hopkinsonův test.....	14
1.1.2 Taylorův test	15
2 Možnosti v softwaru v Ansys Workbench.....	17
2.1.1 Ansys Autodyn.....	17
2.1.2 Ansys LS-DYNA	17
2.1.3 Ansys Explicit STR.....	18
2.2 Teorie explicitní metody	18
3 Materiálový model	21
3.1 Aproximace tahového diagramu	22
3.2 Čistě elastický materiálový model	22
3.3 Ideálně plastický materiálový model	23
3.4 Bilineární materiálový model	24
4 MKP výpočtový model a jeho nastavení	26
4.1 Určení rychlosti padajícího tělesa.....	26
4.2 Okrajové podmínky	27
4.3 Výpočetní síť	28
4.4 Nastavení řešiče	31
4.4.1 Nastavení výpočtového času.....	31
4.4.2 Kontrola hourglass energie	31
4.4.3 Kontrola kinetické energie	32
4.4.4 Nastavení mass scalingu	32
4.4.5 Ostatní nastavení	34

5	Vyhodnocení výsledků.....	35
5.1	Pozice 1 - čistě elastický materiál.....	35
5.1.1	Levý pant lopatky.....	36
5.1.2	Pravý pant lopatky	38
5.1.3	Žebrování lopatky	40
5.1.4	Vyhodnocení čistě elastického materiálu.....	41
5.2	Pozice 1 - ideálně plastický materiál	41
5.2.1	Levý pant lopatky.....	42
5.2.2	Pravý pant lopatky	44
5.2.3	Žebrování lopatky	45
5.2.4	Vyhodnocení ideálně plastického materiálu a pozice 1	46
5.3	Pozice 2 - čistě elastický materiál.....	46
5.3.1	Levý pant lopatky.....	47
5.3.2	Pravý pant lopatky	49
5.3.3	Žebrování lopatky	50
5.3.4	Vyhodnocení čistě elastického materiálu.....	51
5.4	Pozice 2 - ideálně plastický materiál	51
5.4.1	Levý pant lopatky.....	52
5.4.2	Pravý pant lopatky	54
5.4.3	Žebrování lopatky	55
5.4.4	Vyhodnocení ideálně plastického materiálu a pozice 2	56
5.5	Pozice 3 - čistě elastický materiál.....	56
5.5.1	Levý pant lopatky.....	57
5.5.2	Pravý pant lopatky	58
5.5.3	Žebrování lopatky	59
5.5.4	Vyhodnocení čistě elastického materiálu.....	60
5.6	Pozice 3 - ideálně plastický materiál	60
5.6.1	Levý pant lopatky.....	61

5.6.2	Pravý pant lopatky	62
5.6.3	Žebrování lopatky	63
5.6.4	Vyhodnocení ideálně plastického materiálu a pozice 3	64
5.7	Celkové vyhodnocení všech pozic.....	64
6	Závěr a doporučení	65
	Seznam použité literatury.....	66

0 Úvod

S materiály se setkáváme každý den a už po celá staletí výrazně ovlivňovaly lidskou populaci a její historický vývoj. Materiály dělíme různým způsobem. Základní dělení technických materiálů je na technické kovy, nekovy a kompozitní materiály. Dále podle jejich vlastností na fyzikální, mechanické, technologické a chemické. V dnešní době sledujeme i vliv materiálů na životní prostředí a jeho zdravotní nezávadnost. Na konečný výrobek má rozhodující vliv práce s materiálem a jeho vlastnostmi. Správným využitím lze dosáhnout efektivnějších výsledků. Převrat v použití materiálů způsobily v 19. století plasty, které se nadále vyvíjejí a testují různou mírou zatížení.

Druhy zatížení, kterými jsou tyto výrobky vystaveny, se můžou velice odlišovat. Může jít o statické, kvazistatické nebo dynamické zatěžování. Při dynamickém zatěžování dochází k podmínkám, kdy se dosahuje velkých rychlostí deformace. Zatížení může působit krátkodobě, ale dosahuje přitom maximálních hodnot. Napěťový impuls se v materiálech šíří rychlostí zvuku. Existují různá zařízení, kde se dá testovat dynamické zatěžování. Dynamické děje trvají v řádech desítek až stovek mikrosekund. V automobilovém, leteckém nebo vojenském průmyslu se velice pozorně zkoumají součásti, kde dochází k vysokým rychlostem deformace. Důležité si je uvědomit že, abychom dosáhli reálného modelu materiálu součásti, je nutné dobře znát znalosti z oblasti plasticity, metody konečných prvků a také experimentálních věd. Při zatěžování může dojít k elastickým nebo i plastickým deformacím součásti. Jestliže dojde k vyčerpání zásoby plasticity součásti, dochází ke vzniku trhlin, které se dále šíří a může dojít až k porušení součásti a její funkčnosti. Aby se tomuto zabránilo, využívá se simulace pomocí softwaru, který je schopen zjistit v příslušné přesnosti velikost deformace i životnost výrobku. Takle simulace je levnější, efektivnější oproti experimentu. Nejvhodnější je provést simulaci i experiment, s kterým se výsledky porovnávají. Cílem je vytvoření modelu tak, aby byly zachyceny podstatné kritéria skutečné součásti v reálném prostředí. Pro úspěšný model je nutné zadání známého materiálového modelu a také okrajových podmínek. Případné experimenty mohou poskytnout potřebné informace o potenciálních problémech. Tyto informace mohou posloužit k vytvoření lepšího modelu a napoví kde očekávat kritická místa a na co se zaměřit.

Už dlouhou dobu je u veškerých společností cílem vyrábět levně a zároveň kvalitně, toto není ve většinu případů možné a tak se hledá často kompromis. Snaží se zkracovat výrobní čas, snižovat hmotnost a také používat levné materiály. Toto samozřejmě přináší velké

finanční prostředky, které se vrací a můžou se využít k dalšímu vývoji výrobku. Doba nás tlačí a vyžaduje rozvoj. Dochází ke zvyšování výkonu, pohodlí, ovladatelnosti a bezpečí. Například automobilový průmysl se snaží o snížení hmotnosti, ale zároveň o zvýšení pohodlí a tímto právě dochází spíše k nárůstu hmotnosti. Mezi prvky, které mohou zajistit zvýšení pohodlí řidiče automobilu, jsou například sklopná zrcátka, automatické zavírání pátých dveří, vyhřívání sedadla, vyhřívání předního skla, masážní sedadlo (viz Obrázek 1) a mnoho jiných.



Obrázek 1: Masážní křeslo Mercedes-Benz S-class

Cílem této diplomové práce je vyhodnocení napětově deformačního stavu na třech různých místech součásti v masážním sedadle z nadstandardu jednoho výrobce automobilů. Tato součást, která je uložena v bočních stranách sedadla (viz Obrázek 2), je zatížena dynamicky, a to tak, že je z jednoho metru puštěn kvádr o hmotnosti jednoho kilogramu. Materiál součásti je HOSTACOM G2 N02 103256.



Obrázek 2: Umístění řešené součásti masážního sedadla

1 Zkoušení materiálu za vysokých rychlostí

S dynamickým namáháním se setkáváme ve většině případů. Například u automobilových nehod, výroby součástí pomocí rychlostního tváření, chování střeliva při nárazu na překážku a mnoho dalších. Při dynamickém zatížení dochází k jinému chování materiálu než při statickém zatížení. Je tedy zřejmé, že materiál má jiné vlastnosti při rozdílném zatížení. Proto se pro větší uplatnění získávají vlastnosti z dynamického zatížení. K získání těchto hodnot slouží vysokorychlostní testy materiálů. Testování při tomto druhu zatížení je velice náročné. Mezi testy patří například Taylorův test nebo Hopkinsonův test. Důležité faktory, které ovlivňují dynamické zatížení, jsou: rychlost deformace, teplota, šíření napětových vln, velikost deformace a také setrvačné síly. Všechny tyto parametry by měl materiálový model zachycovat. Záleží, které parametry ovlivňují chování při konkrétním dynamickém zatížení a které je možné zanedbat.

Mechanické zkoušky lze podle rychlosti deformace dle Meyerse rozdělit na oblasti dle tabulky (viz Tab. 1) [6].

		Testovací metody		Dynamické podmínky
Rychlost deformace [s ⁻¹]	Setrvačné síly nelze zanedbat	10 ⁵ -10 ⁷	Dopad za vysoké rychlosti	Šíření rázové vlny
			Výbušniny	
			Kolmý dopad na desku	
			Pulzní laser	
		10 ³ -10 ⁴	Vysoko-rychlostní	Šíření plastické vlny
			Taylorův test	
			Hopkinsonův test	
		10 ¹ -10 ²	Nízko-rychlostní	Je důležitá mechanická rezonance ve vzorku a stroji
			Vysokorychlostní hydraulické nebo pneumatické stroje	

	Zanedbatelné setrvačné síly	10^{-4} - 10^0	Kvazistatické	Testy s konstantní rychlostí deformace
			Hydraulické a servo- hydraulické stroje - plastomery	
		10^{-9} - 10^{-5}	Creep a napět'ová relaxace	Viskoplastická odezva kovu
			Konvenční testovací stroje	
			Creepové testy	

Tabulka 1: Mechanické zkoušky dle rychlosti deformace

1.1 Vysokorychlostní zkoušky

U těchto typů zkoušek dosahují rychlosti deformace v rozsahu 10^3 - 10^4 za sekundu. Setrvačné síly nelze při takových rychlostech zanedbat a vyskytuje se zde šíření plastické vlny. Do tohoto oddílu jsou zařazeny zkoušky podle Taylora a podle Hopkinsona, které jsou předmětem této diplomové práce.

1.1.1 Hopkinsonův test

První, kdo pracoval s tímto druhem testu, byl v roce 1872 J. Hopkinson. Nejdříve byly testovány určité průřezy tyčí. V dnešní době už jsou testovány vesměs libovolné průřezy. Metoda dělené tyče je určena především pro kompresní zkoušky. Dynamický kompresní Hopkinsonův test je právě určený pro vysoké rychlosti deformace při tahovém zkoušení. Je již také vyvinuto mnoho přídavných zařízení, které jsou schopny měření deformací při krutu a jiného zatížení. U těchto rychlostí má vliv šíření elastických vln, teplota, deformace součástí a také setrvačné účinky. Hopkinsonův test je experimentální metoda, která zjišťuje dynamické chování zkoušených materiálů. Je založen na teorii šíření pulzu, který je elastický a je šířen v tyčích, a na interakci mezi měřeným materiálem a napět'ovým pulzem. Měřený materiál je umístěn mezi dvě tyče. Jedna je vstupní a druhá výstupní (viz Obrázek 3).

Principem je, že zatěžující pulz se šíří vstupní tyčí, kde část pulzu je odražena zpět a část pulzu projde vzorkem až do výstupní tyče. Tyto pulzy vyvolávají změnu napětí na ose a toto je zaznamenáno na snímačích. Signál ze snímačů jde přes digitální osciloskop až do počítače, kde se zpracuje a vyhodnotí.

Vyhodnocení:

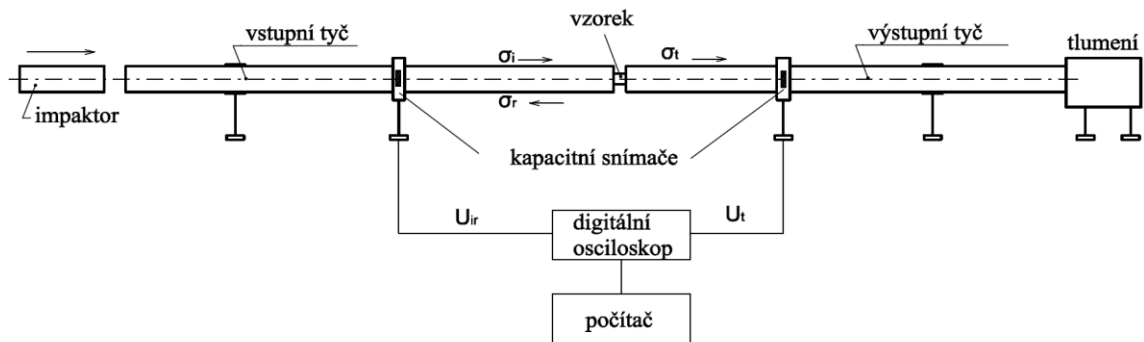
Při předpokladu, že plastické deformace jsou malé, se měřený materiál deformuje symetricky. Tento předpoklad znamená, že deformace vstupní se rovná deformaci výstupní (viz Rovnice 1). Dále lze určit napětí $\sigma(t)$ a deformace $\varepsilon(t)$ (viz Rovnice 2 a 4), kde je zapotřebí znát rychlost šíření elastické vlny C_0 (viz Rovnice 3). Deformace i napětí jsou závislé na čase [2].

$$\varepsilon_t(t) = \varepsilon_i(t) + \varepsilon_r(t) \quad (1)$$

$$\sigma(t) = \frac{ES_1}{2S_2} \varepsilon_t(t) \quad (2)$$

$$C_0 = \sqrt{\frac{E}{\rho}} \quad (3)$$

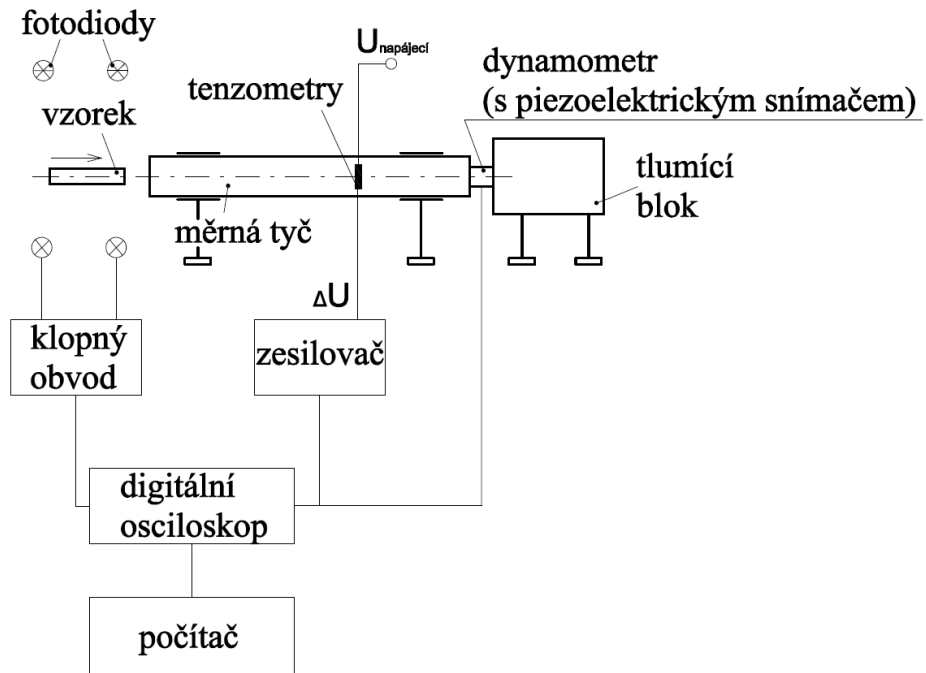
$$\varepsilon(t) = \frac{-2C_0}{L_1} \int_0^t \varepsilon_r(t) dt \quad (4)$$



Obrázek 3: Hopkinsonův test

1.1.2 Taylorův test

Tento druh testu je také určen ke kompresnímu namáhání při tahovém zkoušení a opět pro vysoké rychlosti deformace. Zde je měřicí materiál umístěn v polystyrénovém nosiči a společně jsou expandujícím tlakem vyhozeny na místo dopadu (viz Obrázek 4). Při dopadu měřicího materiálu na tyč je už oddělen od nosiče. Tyč, na kterou dopadá měřicí materiál, má pouze elastické chování. Dopad způsobí elastický puls a ten je snímán. Výstupní napětí je vedeno do zesilovače a do osciloskopu. Fotodiody slouží pro aktivaci měření [2].



Obrázek 4: Taylorův test

Vyhodnocení:

Pomocí měřené elastické deformace ε_m a skutečné elastické deformace ε_1 (viz Rovnice 5 a 6) je možno určit napětí σ_1 (viz Rovnice 7) na tyči. Následně pomocí rovnováhy sil (viz Rovnice 8) lze určit napětí na měřené součásti σ_2 .

$$\varepsilon_m = \frac{\Delta U}{U_N} \frac{2}{K} \frac{1}{z} \frac{1}{1+\mu} \quad (5)$$

$$\varepsilon_1 = 0,5\varepsilon_m \quad (6)$$

$$\sigma_1 = \varepsilon_1 E \quad (7)$$

$$\sigma_1 S_1 = \sigma_2 S_2 \quad (8)$$

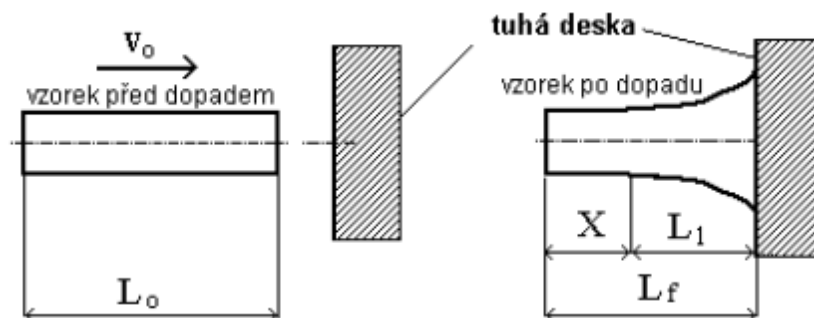
Pomocí rychlosti plastické vlny C_{pl} (viz Rovnice 9) lze určit právě dynamickou mez kluzu σ_{dy} (viz Rovnice 10).

$$C_{pl} = \sqrt{\frac{d\sigma/d\varepsilon}{\rho}}, \quad (9)$$

kde $d\sigma/d\varepsilon$ je směrnice křivky zpevnění.

$$\sigma_{dy} = (v_0^2 + v_0 C_{pl}) \frac{\rho 10^{-6}}{2 \ln \frac{L_0}{X}}, \quad (10)$$

kde L_0 je původní délka měřeného materiálu a X je nedeformovaná délka měřeného materiálu a L_f je celková délka po deformaci (viz Obrázek 5) [2].



Obrázek 5: Měřený materiál před a po dopadu

2 Možnosti v softwaru v Ansys Workbench

Software Ansys Workbench má pro uživatele velmi rozsáhlé možnosti, jak vyřešit všechny typy úloh včetně explicitní dynamiky. Dále jsou uvedeny pouze známější moduly pro řešení explicitní dynamiky. Software Ansys Workbench 15.0 bude využit v této diplomové práci.

2.1.1 Ansys Autodyn

Je součástí softwaru Ansys Workbench jako samostatný modul, uživatelské prostředí je odlišné od rozhraní Workbench. Původně byl tento produkt spíše používán pro armádní účely a pomáhal při navrhování a zlepšování různých ochranných prvků. Nejčastěji byl používán pro simulování různých druhů výbuchů. Dále je možno simulovat nárazy či pády, ale také průstřely. Modul Ansys Autodyn lze také zahrnout do multi-fyzikálních úloh. K řešení používá řešič Autodyn [10], [11].

2.1.2 Ansys LS-DYNA

Tento modul kombinuje ovládání v prostředí Ansys Workbench a výhody softwaru LS-DYNA. Řešičem je zde LS-DYNA [10].

2.1.3 Ansys Explicit STR

Ansys Explicit STR (structural) je modul integrovaný přímo do prostředí Workbench. Tento modul je základem pro řešení explicitní dynamiky v softwaru Ansys. Často bývá kombinován s řadou dalších modulů a lze tedy vytvořit i velmi složitou úlohu. Řeší rázové, pádové, vysoce nelineární úlohy i úlohy s podchycením porušení materiálu. K řešení používá řešič Autodyn. Tento modul bude využit při práci na diplomové práci [10], [12].

2.2 Teorie explicitní metody

U explicitní metody je zřejmé, že je používán explicitní algoritmus pro řešení pohybových rovnic. Jedná se o jeden z typů přímé integrace pohybových rovnic.

Pohybová rovnice v kroku n:

$$[M]\{\ddot{R}\}_n + [D]\{\dot{R}\}_n + \{F^{int}\}_n = \{F^{ext}\}_n \quad (11)$$

Přičemž vektor interních sil je dán (viz Rovnice 12) a charakteristika explicitního algoritmu je znázorněná (viz Rovnice 13).

$$\{F^{int}\}_n = [K]\{R\}_n \quad (12)$$

$$\{R\}_{n+1} = f\left(\{R\}_n, \{\dot{R}\}_n, \{\ddot{R}\}_n, \{R\}_{n-1}, \{\dot{R}\}_{n-1}, \{\ddot{R}\}_{n-1}\right) \quad (13)$$

V dalším kroku je potřeba rozvinout $\{R\}_{n+1}$ a $\{R\}_{n-1}$ v Taylorovu řadu (viz Rovnice 14 a 15), tyto rovnice nadále pak sečteme (viz Rovnice 16) a následně z této rovnice vyjádříme vektor zrychlení $\{\ddot{R}\}_n$ v kroku n (viz Rovnice 17).

$$\{R\}_{n+1} = \{R\}_n + \Delta t\{\dot{R}\}_n + \frac{\Delta t^2}{2}\{\ddot{R}\}_n + \frac{\Delta t^3}{6}\{\ddot{R}\}_n + \dots \quad (14)$$

$$\{R\}_{n-1} = \{R\}_n - \Delta t\{\dot{R}\}_n + \frac{\Delta t^2}{2}\{\ddot{R}\}_n - \frac{\Delta t^3}{6}\{\ddot{R}\}_n + \dots \quad (15)$$

$$\{R\}_{n+1} + \{R\}_{n-1} = 2\{R\}_n + \Delta t^2\{\ddot{R}\}_n \quad (16)$$

$$\{\ddot{R}\}_n = \frac{\{R\}_{n-1} - 2\{R\}_n + \{R\}_{n+1}}{\Delta t^2} \quad (17)$$

Dále rovnice (14) a (15) odečteme a zanedbáme vliv 4 členu Taylorovy řady (viz Rovnice 18), z této rovnice vyjádříme vektor rychlosti $\{\dot{R}\}_n$ v kroku n (viz Rovnice 19).

$$\{R\}_{n+1} = \{R\}_{n-1} + 2\Delta t\{\dot{R}\}_n \quad (18)$$

$$\{\dot{R}\}_n = \frac{\{R\}_{n+1} - \{R\}_{n-1}}{2\Delta t} \quad (19)$$

Získané vztahy pro zrychlení $\{\ddot{R}\}_n$ a rychlost $\{\dot{R}\}_n$ v kroku n dosadíme do pohybové rovnice (viz Rovnice 20), kterou následně upravíme (viz Rovnice 21)

$$[M] \frac{\{R\}_{n-1} - 2\{R\}_n + \{R\}_{n+1}}{\Delta t^2} + [D] \frac{\{R\}_{n+1} - \{R\}_{n-1}}{2\Delta t} + [K]\{R\}_n = \{F^{ext}\}_n \quad (20)$$

$$\left(\frac{[M]}{\Delta t^2} + \frac{[D]}{2\Delta t}\right)\{R\}_{n+1} = \{F^{ext}\}_n - [K]\{R\}_n + \frac{2}{\Delta t^2}[M]\{R\}_n - \left(\frac{[M]}{\Delta t^2} - \frac{[D]}{2\Delta t}\right)\{R\}_{n-1} \quad (21)$$

Jestliže platí:

$$\frac{[D]}{2\Delta t}(\{R\}_{n-1} - \{R\}_{n+1}) \cong \frac{[D]}{\Delta t}(\{R\}_{n-1} - \{R\}_n) \quad (22)$$

Pak lze z rovnice (23) vyjádřit vektor $\{R\}_{n+1}$ (viz Rovnice 24).

$$\frac{[M]}{\Delta t^2}\{R\}_{n+1} = \{F^{ext}\}_n - [K]\{R\}_n + \left(\frac{2[M]}{\Delta t^2} - \frac{[D]}{\Delta t}\right)\{R\}_n - \left(\frac{[M]}{\Delta t^2} - \frac{[D]}{\Delta t}\right)\{R\}_{n-1} \quad (23)$$

$$\{R\}_{n+1} = \Delta t^2[M]^{-1} \left(\{F^{ext}\}_n - [K]\{R\}_n + \left(\frac{2[M]}{\Delta t^2} - \frac{[D]}{\Delta t}\right)\{R\}_n - \left(\frac{[M]}{\Delta t^2} - \frac{[D]}{\Delta t}\right)\{R\}_{n-1} \right) \quad (24)$$

Pro započetí výpočtu je nutné znát výchylky vektoru $\{R\}_{n-1}$ v kroku $n-1$. Musí být tedy známy hodnoty vektorů $\{R\}_0$ a $\{\dot{R}\}_0$ v kroku $n=0$ a tak je zapotřebí rozklad vektoru $\{R\}_{n-1}$ v řadu (viz Rovnice 25). Zrychlení $\{\ddot{R}\}_0$ se zjistí z pohybové rovnice v kroku $n=0$ (viz Rovnice 26).

$$\{R\}_{n-1} = \{R\}_0 - \Delta t\{\dot{R}\}_0 + \frac{\Delta t^2}{2}\{\ddot{R}\}_0 + \dots \quad (25)$$

$$\{\ddot{R}\}_0 = [M]^{-1} \left(-[D]\{\dot{R}\}_0 - [K]\{R\}_0 + \{F^{ext}\}_0 \right) \quad (26)$$

Následně se za $\{\ddot{R}\}_0$ v rovnici (25) dosadí z rovnice (26). Konečně se rovnice (25) dosadí do rovnice (24), z této rovnice pak zjistíme vektor výchylek v kroku $n+1$.

Rovnice (23) je podmíněně stabilní. Znamená to že, aby bylo řešení přesné a stabilní, musí být splněna CFL (Courant-Friedrichs-Lewy) podmínka kritického časového kroku.

$$\Delta t < t_c \quad (27)$$

Přičemž:

$$t_c = \frac{h}{\sqrt{\frac{E}{\rho}}} = \frac{h}{c} \quad (28)$$

Kritický časový krok t_c je možno charakterizovat jako dobu průchodu napěťové vlny nejmenším elementem sítě.

V softwaru Ansys Workbench je kritický časový krok t_c ještě vynásoben bezpečnostním faktorem f , aby byla zajištěna větší stabilita výpočtu. Standardně je bezpečnostní faktor nastaven na hodnotu 0,9.

$$t_c = f \cdot \left(\frac{h}{c}\right) \quad (29)$$

Z toho je zřejmé, že u explicitní metody především záleží na rozměrech sítě a dále pak na modulu pružnosti E a hustotě materiálu ρ . Časový interval vyšetřovaný explicitní metodou je rozdělen na více časových kroků než u implicitní metody. Řešení těchto časových kroků je však mnohem rychlejší než u implicitní metody. Jelikož je časový interval rozdělen na velmi malé časové kroky, nejsou prováděny iterace v každém časovém kroku [7],[8].

3 Materiálový model

Plastové výrobky, všeobecně plastové materiály, mají daleko složitější matematickou definici oproti materiálům ocelovým. Většinou se plasty chovají anizotropně a v tomto případě je nutné popsat kompletní matici poddajnosti. Z důvodů, že nebyly přesně známe vlastnosti zadaného materiálu ani materiálové křivky byly vytvořeny materiálové modely z hodnot, které byly poskytnuty. Byl vytvořen čistě elastický, ideálně plastický a bilineární materiálový model.

Konkrétně se jedná se o materiál HOSTACOM G2 N02 103256, který byl zadán firmou Continental.

Název: Hostocom

Stupeň: G2 N02 103256

Typ pryskyřice: Směsný Polyolefin

Popis: Je z 20% tvořen vlákny skla a ze zbytku je tvořen homopolymerem.

Technická data:

Hustota ρ : 1,04 g/cm³

Modul pružnosti v tahu E: 5000 MPa

Modul pružnosti v ohybu E_0 : 4100 MPa

Poměrná deformace na mezi pevnosti ε_M : 3,5 %

Charpyho rázová houževnatost: 38 kJ/m²

Charpyho vrubová houževnatost: 7 kJ/m²

Napětí na mezi kluzu σ_Y : 75 MPa

Napětí na mezi pevnosti σ_M : 90 MPa

Určení poměrné deformace na mezi kluzu:

$$\varepsilon_Y = \frac{\sigma_Y}{E} = \frac{75}{5000} = 0,015 \quad (30)$$

3.1 Aproximace tahového diagramu

K popsání chování daného materiálu v elastickém a plastickém stavu v softwarech se používají aproximace skutečného diagramu z mechanických zkoušek.

Mechanické zkoušky lze rozdělit:

- na statické a dynamické
- dle zjištění tvrdosti, únavy a pevnosti
- dle druhu namáhání (tlak, tah, krut, ohyb a kombinace)
- a jiné

K výpočtům se používá model čistě elastický, ideálně plastický, model bilineární, model multilineární a další aproximace. Čistě elastický materiálový model popisuje materiál tak, že se chová pokaždé jen elasticky. Ideálně plastický model materiálu popisuje tento materiál tak, že plastická část je aproximována jen lineárně a směrnice (modul zpevnění h_z) je rovna nule. Po překročení meze kluzu se tedy přetvoření mění s konstantním napětím. Bilineární model je popsán pomocí dvou lineárních částí, první popisuje elastické chování a druhá plastické chování. Druhá lineární část, oproti materiálu ideálně plastického modelu, nemá směrnici rovnou nule [1], [5].

3.2 Čistě elastický materiálový model

Využitím technických dat můžeme sestavit tento model pomocí meze kluzu a deformace na mezi kluzu. Přepočet meze pevnosti se provede tak, aby odpovídala deformaci na mezi pevnosti (viz Rovnice 33 a 34).

Parametr, který je potřeba znát je modul zpevnění h_z . Určit ho lze z technických dat následovně:

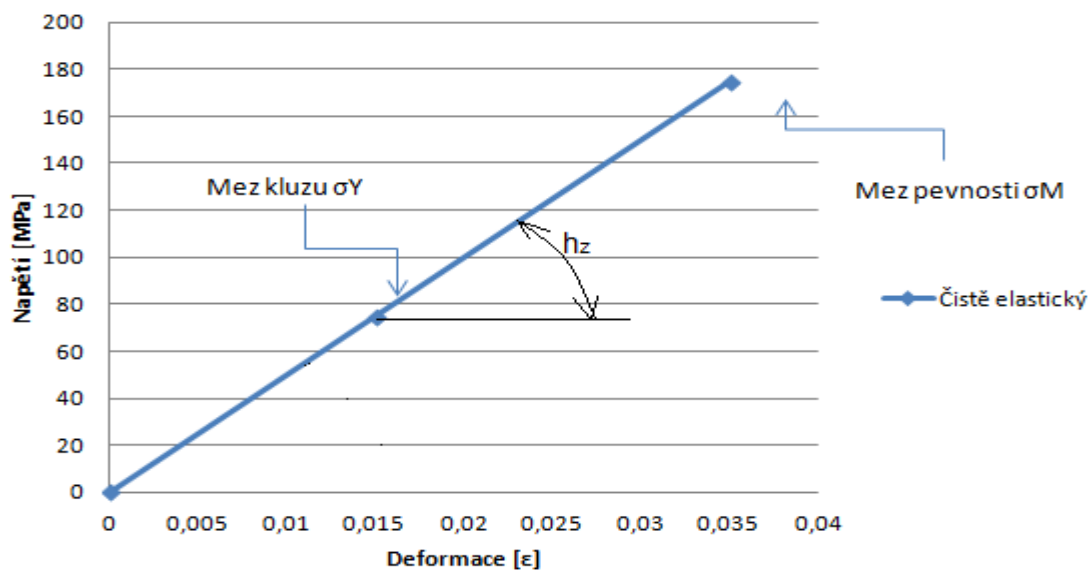
$$h_z = \sigma_Y / \varepsilon_Y \quad (31)$$

$$h_z = \frac{75}{0,015} = 5000 \text{ MPa} \quad (32)$$

$$\sigma_M = h_z \times \varepsilon_M \quad (33)$$

$$\sigma_M = 5000 \times 0,035 = 175 \text{ MPa} \quad (34)$$

Čistě elastický materiálový model

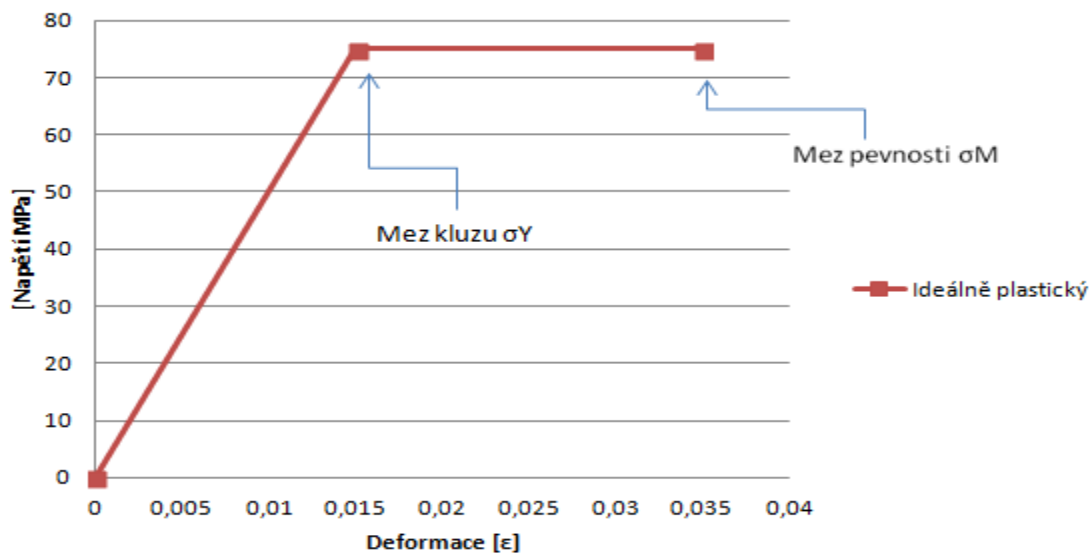


Graf 1: Čistě elastický materiálový model

3.3 Ideálně plastický materiálový model

Ze stejných dat můžeme stanovit i ideálně plastický materiálový model, který bude určen pouze z meze kluzu a deformace na mezi kluzu. Z důvodu snadnější konvergence v softwaru Workbench nebude modul zpevnění roven 0, ale bude roven 10. Tato hodnota je, v porovnání s modulem zpevnění u čistě elastického modelu, zanedbatelná.

Ideálně plastický materiálový model

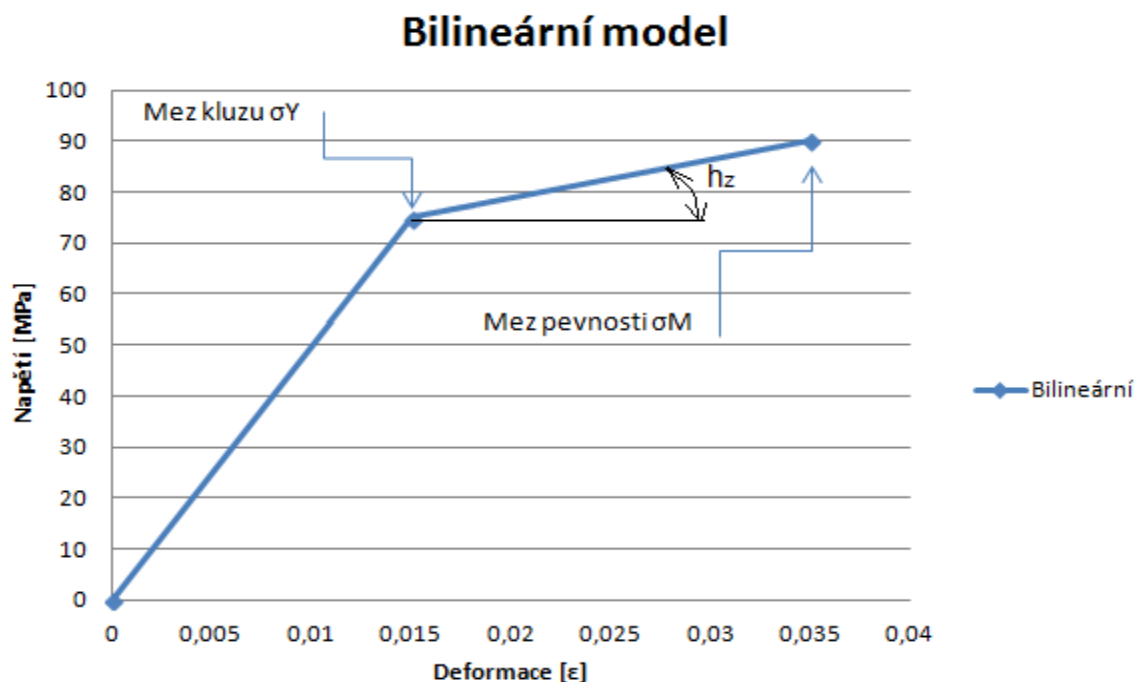


Graf 2: Ideálně plastický materiálový model

3.4 Bilineární materiálový model

Využitím technických dat, můžeme také pracovní diagram aproximovat lomenou čarou (viz Graf 3), která se skládá z pružné části a plastické části.

Plastické chování konkrétního materiálu lze popsat pomocí meze kluzu a meze pevnosti.



Graf 3: Bilineární materiálový model

Určení parametru h_z :

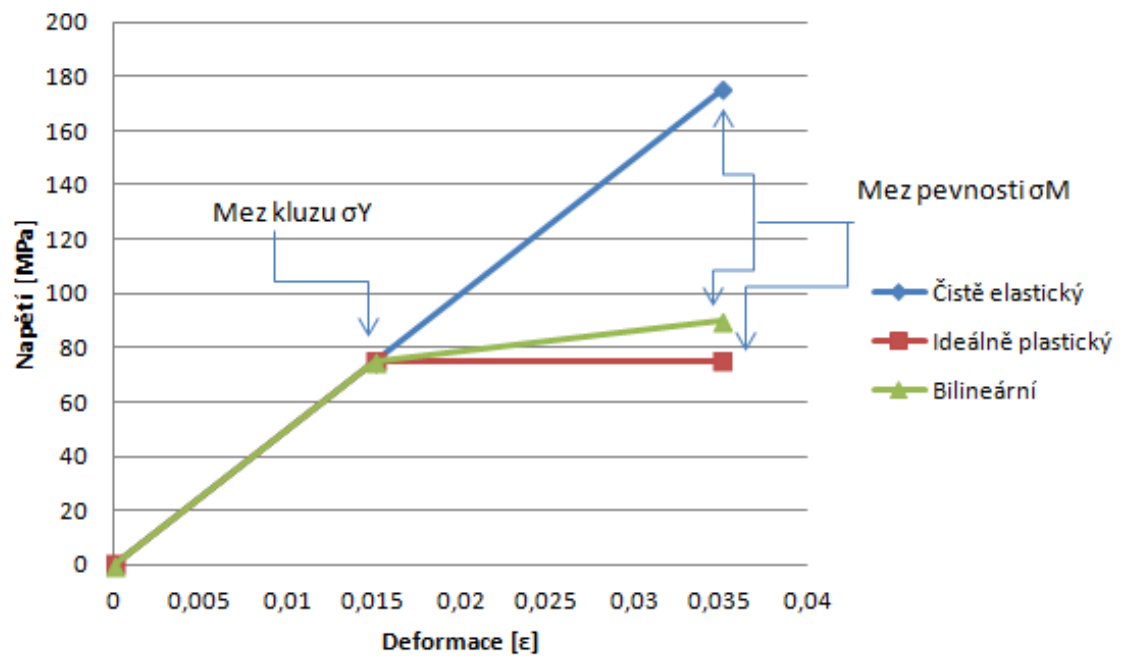
$$h_z = \frac{\sigma_m - \sigma_y}{\epsilon_m - \epsilon_y} \quad (35)$$

$$h_z = \frac{90 - 75}{0,035 - 0,015} = 750 \text{ MPa} \quad (36)$$

Analytické vyjádření lineárního chování materiálu je jednoduché, proto se při výpočtech také používá.

Jelikož neznáme přesné chování zadaného materiálu z tahové zkoušky ani z dynamické zkoušky, tak se nabízí možnost použít materiál bilineární. Tento materiálový model by nezastihl přesně dynamické chování. Při dynamice se mez kluzu i plastická část chová docela odlišně. Z tohoto důvodu bude proveden výpočet pro materiál čistě elastický a pro ideálně plastický, přitom řešení bude ležet právě mezi těmito materiálovými modely (viz graf 4), kde je jejich srovnání.

Materiálové modely

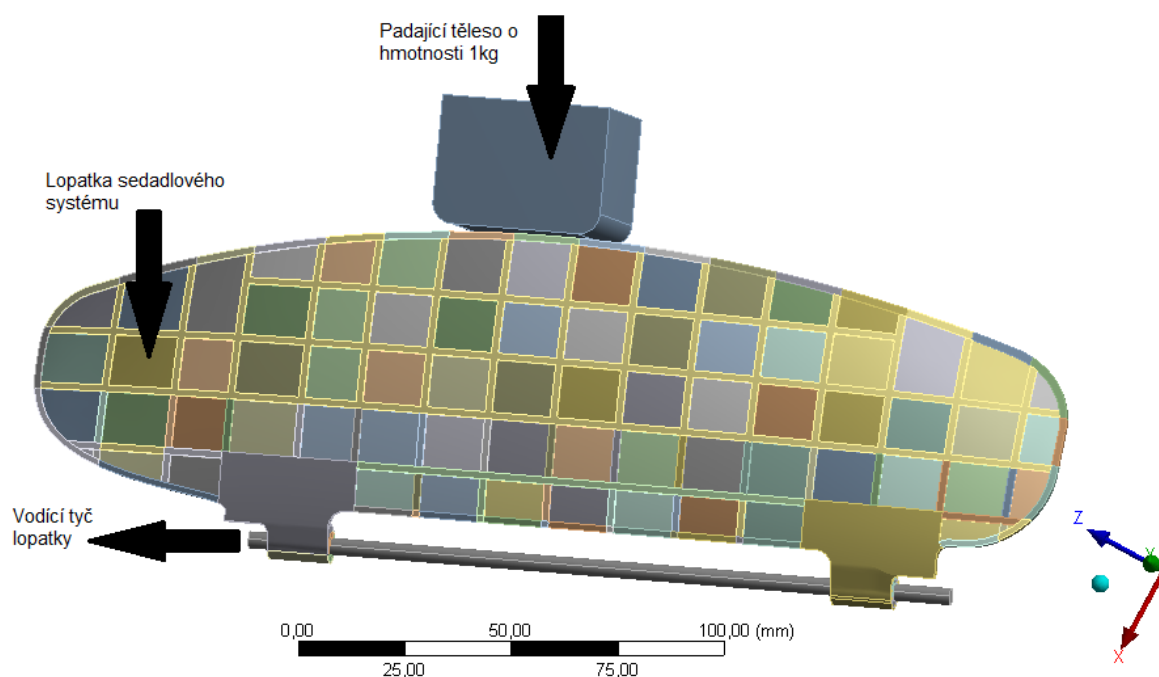


Graf 4: Znázornění materiálových modelů

4 MKP výpočtový model a jeho nastavení

Ze získaných dat a geometrie bude vytvořen model pro MKP (metoda konečných prvků) výpočet, ze kterého dostaneme napětíově deformační chování zadané součásti.

Obdržená geometrie od firmy Continental byla následně upravena tak, aby odpovídala skutečné situaci, tedy experimentu, a zároveň aby analýza byla vypočtena v reálném čase. V prvním kroku byly v geometrii zrušeny zbytečné rozdělené plochy a zaoblení, které by jenom prodlužovali čas výpočtu. V druhém kroku bylo provedeno rozdělení zadané geometrie na jednotlivé části, které budou vytvářet pravidelné elementy. Padající těleso bylo přiblíženo vždy tak, aby bylo co nejbližší řešené součásti a také ořezáno, zaobleno na spodní straně a přidána hustota tak, aby výsledné těleso mělo hmotnost rovnu 1 kg (viz Obrázek 6).



Obrázek 6: Upravená geometrie lopatky sedadlového systému

4.1 Určení rychlosti padajícího tělesa

Nutnou podmínkou je, aby těleso padalo z výšky $h_l = 1 \text{ m}$. Kdyby těleso zůstalo vzdálené 1 metr od lopatky, tak by výpočet nebyl řešitelný v reálném čase. Z tohoto důvodu byla zadána počáteční rychlost padajícího tělesa, která bude odpovídat pádu tělesa z jednoho metru.

Výpočet rychlosti je dán vztahem volného pádu tělesa:

Pustí-li se těleso z klidu, tak je jeho počáteční rychlost $v_0 = 0$ a počátek souřadné soustavy totožný s bodem vypuštění $h_0 = 0$. Na těleso přitom nepůsobí žádná síla ani odpor prostředí. Pak tedy platí:

$$v = -gt \quad (37)$$

$$h_l = \frac{1}{2}gt^2 \quad (38)$$

Vyloučením času t z těchto rovnic, dostaneme závislost rychlosti na poloze:

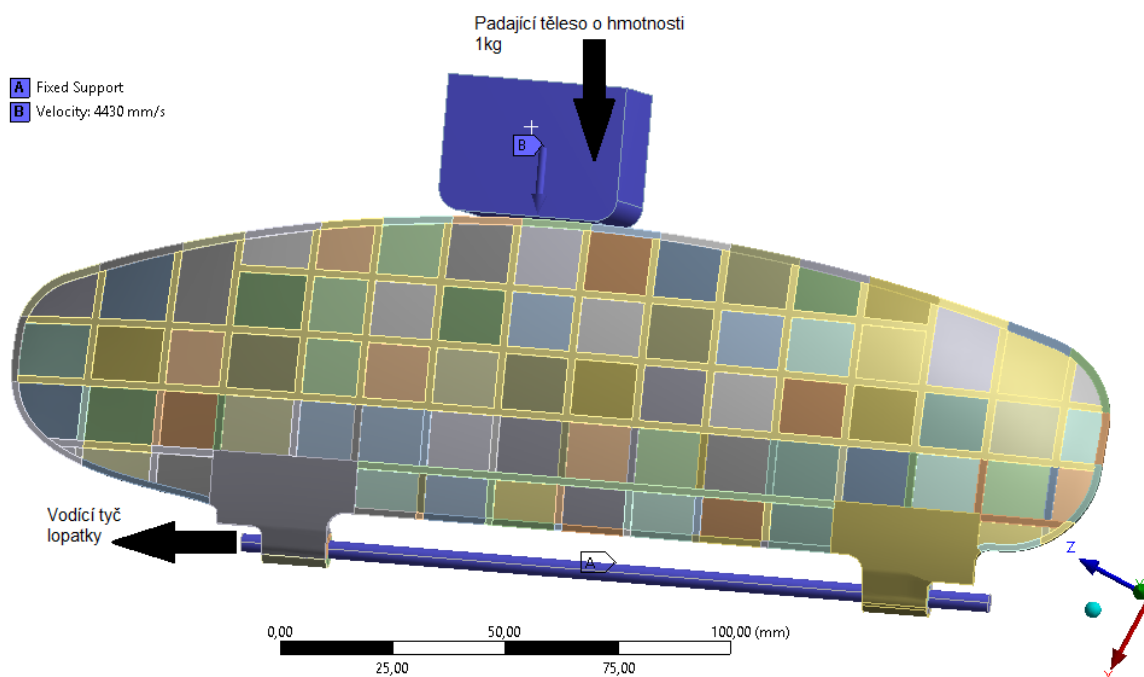
$$v^2 = 2gh_l \quad (39)$$

Pro zadané hodnoty pak platí:

$$v = \sqrt{2gh_l} = 4,430 \text{ m/s} \quad (40)$$

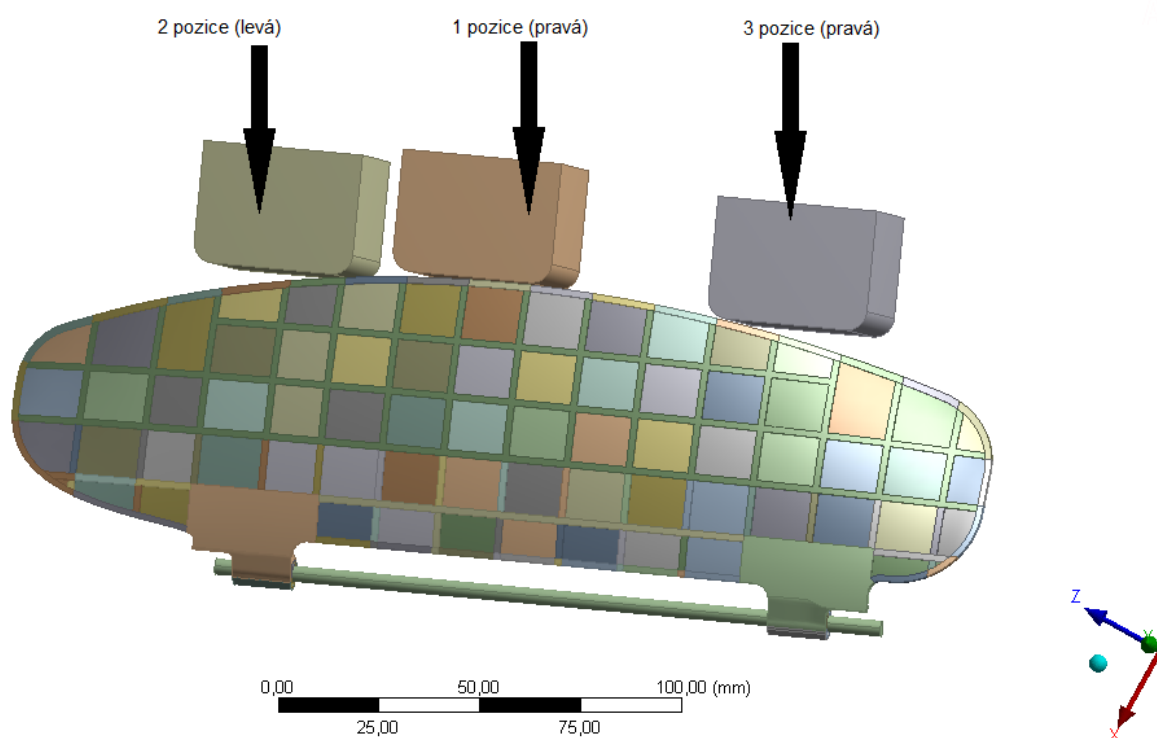
4.2 Okrajové podmínky

Okrajové podmínky jsou nedílnou součástí každé analýzy a určují, jakým způsobem se těleso nebo soustava bude chovat. Myslí se tím, jak daná soustava bude uložena a zatížena. Důležité je, pomocí okrajových podmínek co nejpřesněji realizovat experiment (viz Obrázek 7).



Obrázek 7: Okrajové podmínky

Padající těleso je definováno jako absolutně tuhé těleso (rigid), které padá danou počáteční rychlostí $v = 4,43 \text{ m/s}$. Je z materiálu ocel a jeho hmotnost je 1 kg. Těleso bude padat ve 3 pozicích. (viz Obrázek 8). Vodící tyč lopatky je také definována jako absolutně tuhé těleso a je vetknutá. Obě tělesa byly zvoleny jako absolutně tuhá z důvodu časové úspory při výpočtu. Absolutně tuhé těleso se nedeformuje, ale zanechává údaje o hmotnosti, setrvačných momentech a rozměrech součástí. Lopatka sedadlového systému je definována jako pružné těleso (flexible) a bude se měnit na materiál čistě elastický a na materiál ideálně plastický. Mezi jednotlivými tělesy je zadáno tření o hodnotě 0,35. Tento údaj je doporučen firmou Continental.



Obrázek 8: Pozice padajícího tělesa

4.3 Výpočetní síť

Jak už bylo dříve zmíněno, součást byla rozdělena na jednotlivé části tak, aby šla vytvořit dostatečně kvalitní síť. Vytvořená síť v jednotlivých částech na sebe nenavazuje a tak je spojena pomocí funkce (bonded), která síť spojí. Protože se jedná o dynamickou úlohu, je důležité vytvořit pravidelné kvádrové elementy (hexa elementy). Toto bylo splněno až na panty lopatky, kde jsou použity i jiné typy elementů. Na pantech byla síť zhuštěna, protože je zde předpoklad koncentrace napětí (viz Obrázek 10 a 11).

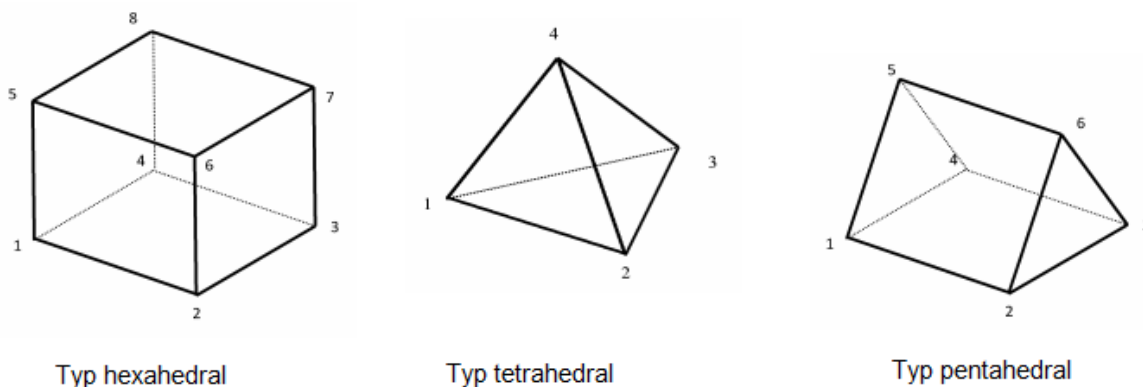
Výpočetní síť se skládá z elementů, které používá řešič Autodyn. Tyto druhy elementů se nazývají hexahedral, tetrahedral a pentahedral (viz Obrázek 9).

Elementy typu hexahedral jsou složeny z 6 stěn a mají 8 uzlů. Hexahedral je výhodný element pro dynamické úlohy včetně velkých deformací, velké rotace a kontaktní podmínky. U tohoto typu může dojít k tvoření hourglass tvarů, proto je vhodné jejich tlumení.

Typ pentahedral má 5 stěn a 6 uzlů a je to element, který slouží k vyplnění sítě vytvořené z elementů typu hexahedral.

Typ tetrahedral má 4 stěny a 4 uzly. Pro tento typ elementu byla zvolena integrace typu ANP (Average Nodal Pressure), kde právě tento typ překonává objemové uzamknutí. Ostatní integrační typy buď nepřekonávají vůbec žádné uzamknutí anebo překonávají jak objemové tak i smykové uzamknutí. Tyto všechny druhy elementů mají v každém uzlu stupeň volnosti ve směru x, y, z a to jak pro posuvy, rychlosti, zrychlení a síly.

Všechny elementy používají redukovanou integraci, která má jen jeden integrační bod. Jeden integrační bod je výhodný kvůli časové úspoře pro výpočet. Používá viskózní kontrolu hourglass energie pro rychlejší formulaci prvku. Důležité je tedy dodržet určitý počet elementů přes tloušťku součásti. Na tloušťku lopatky byly nastaveny minimálně 3 elementy (viz Obrázek 11) z důvodu lepšího popisu při ohybovém chování součásti. [10],[14] a [15].



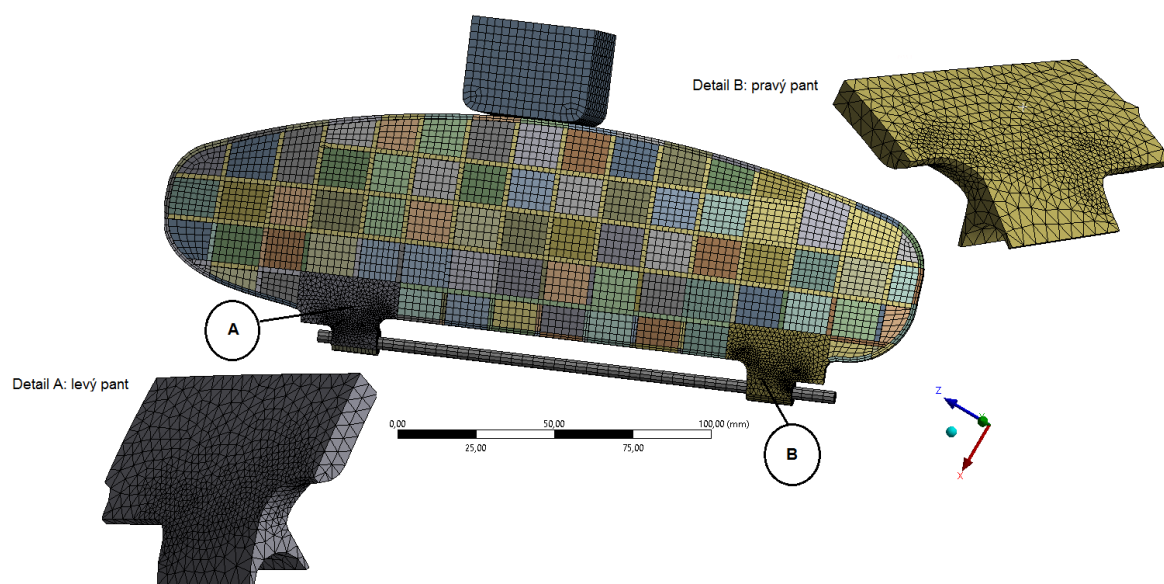
Obrázek 9: Typy použitých elementů

Při jednotlivých změnách polohy padajícího tělesa byla mírně upravena síť. Při změně materiálu v jednotlivých pozicích zůstávala síť vždy stejná, aby bylo možné dobře porovnávat výsledky.

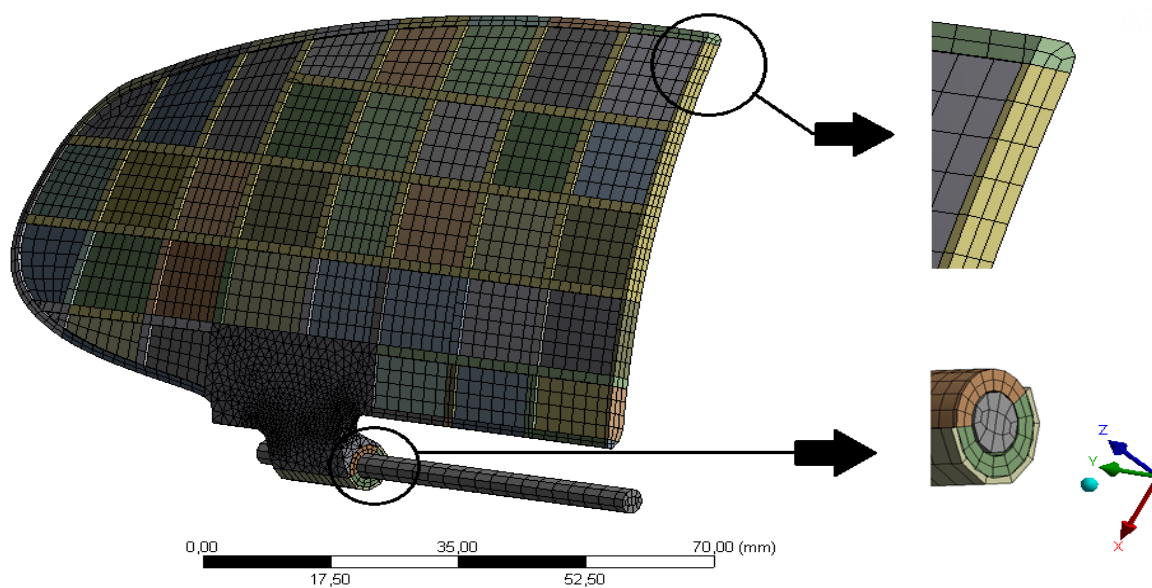
Počty elementů a uzlů jsou uvedeny v tabulce následovně:

Počet	Pozice 1	Pozice 2	Pozice 3
elementů	35 777	27 679	33 204
uzlů	33 222	31 581	32 695

Tabulka 2: Počty elementů a uzlů v daném řešení



Obrázek 10: Vytvořená síť



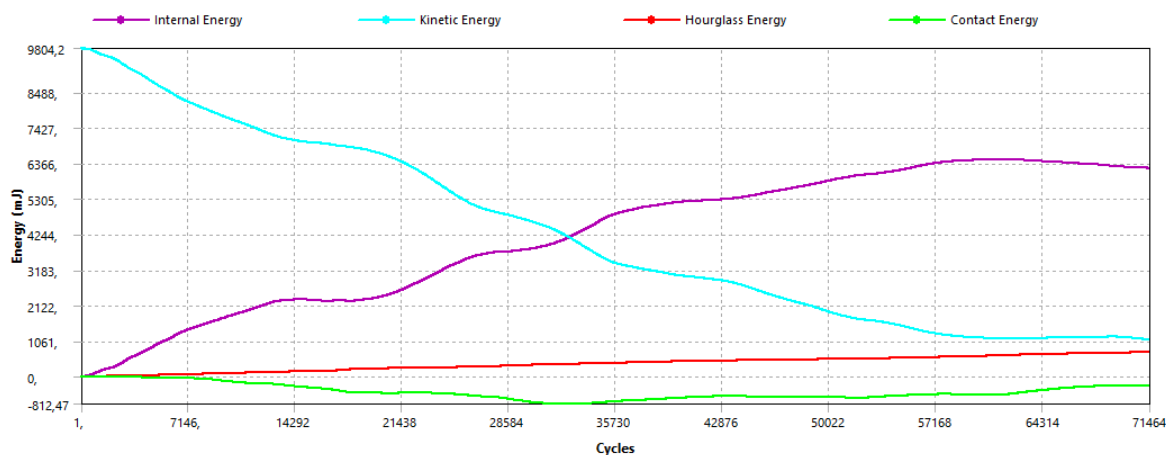
Obrázek 11: Řez středem lopatky

4.4 Nastavení řešiče

Důležitým krokem je správné nastavení řešiče, v tomto případě Autodyn. Je potřeba zajistit správný průběh výpočtu a také správné výsledky, které budou odpovídat reálné situaci. Snaha je vždy nastavit řešič i tak, aby čas výpočtu byl co nejkratší.

4.4.1 Nastavení výpočtového času

Výpočtový čas se měnil podle nastavení polohy padajícího tělesa a také podle volby materiálu lopatky sedadlového systému. Vždy ale čas odpovídal době, kdy došlo k minimalizaci kinetické energie padajícího tělesa a k maximalizaci vnitřní energie lopatky (viz Graf 5).



Graf 5: Příklad průběhu výpočtu pozice 1 čistě elastického materiálu

4.4.2 Kontrola hourglass energie

Při výpočtech dynamických úloh je důležité kontrolovat vznik a velikost hourglass energie. Pro kontrolu lze využít porovnání vnitřní energie a hourglass energie.

Ze softwaru Ansys, při analýze pádu tělesa z pozice 1 a při použití čistě elastického materiálu, byla zjištěna maximální vnitřní energie $E_{vn} = 6\,465$ mJ a v tomto čase hourglass energie $E_h = 608,8$ mJ. Hourglass energie je v tomto případě rovna 9,4 % vnitřní energie. Z tohoto lze usoudit, že hourglass energie ještě nevnáší výraznou chybu do výsledků. Tato pozice a tento materiál vykazoval největší hodnotu hourglass energie.

4.4.3 Kontrola kinetické energie

Kinetická energie padajícího tělesa dle softwaru Workbench je 9804 mJ (viz Graf 5). Z analytického přístupu vyjde kinetická energie (viz Rovnice 41).

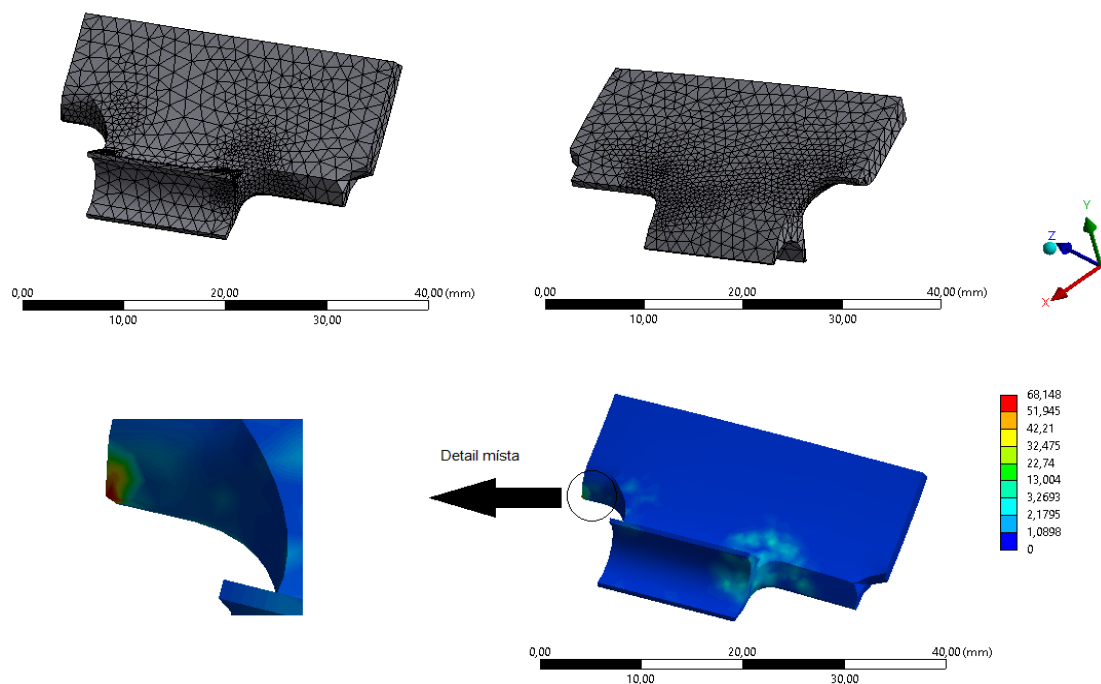
$$E_k = \frac{1}{2}mv^2 = 9812,45 \text{ mJ} \quad (41)$$

Porovnáním jednotlivých energií lze konstatovat malou rozdílnost, která je způsobena odlišností hmotnosti. Rozdílná hmotnost je 0,8 g a byla způsobena tvorbou geometrie.

4.4.4 Nastavení mass scalingu

Bylo provedeno přidání hmoty elementům, které nejvíce zpomalovaly výpočet. Přidáním hmoty dojde k výraznému urychlení výpočtu, ale musí se kontrolovat, aby nedocházelo k ovlivnění výsledků. Bylo nastaveno, že může maximálně 200 krát zvětšit hmotu elementu v jednotlivé části lopatky. Dále, že na tuto část, může celkem přidat maximálně 12 % hmoty a to tak aby elementy, kterým byla přidána hmota, měli časový krok roven $7,2 \cdot 10^{-8}$. Kontrola ovlivnění momentů setrvačností pro 1 pozici:

Hmota byla přidána do místa jedné části lopatky (viz Obrázek 10 a 12). Pro toto místo je potřeba provést kontrolu změny momentů setrvačností.



Obrázek 12: Největší přidání hmoty v místě

Ze softwaru Ansys, v prostředí Mechanical, byly zjištěny původní momenty setrvačnosti pro pozici 1, které byly vztaženy ke globálnímu souřadnému systému. Tyto momenty mají hodnoty:

$$J_x = 0,123 \text{ kgmm}^2 \quad (42)$$

$$J_y = 0,182 \text{ kgmm}^2 \quad (43)$$

$$J_z = 0,053 \text{ kgmm}^2 \quad (44)$$

Dále byla zjištěna původní hmotnost části lopatky m_p (viz Rovnice 45), přidaná hmota na části lopatky $m_{př}$ (viz Rovnice 46) a sečtením dostaneme novou hmotnost součásti m_c (viz Rovnice 47)

$$m_p = 1,75e^3 \text{ mg} = 1,75e^{-3} \text{ kg} \quad (45)$$

$$m_{př} = 99,66 \text{ mg} \quad (46)$$

$$m_c = 1,85 e^{-3} \text{ kg} \quad (47)$$

Vzorec pro výpočet momentu setrvačnosti (viz Rovnice 48), který má vždy stejnou podobu pro jakýkoli tvar součásti. Řecký symbol ϑ [mm^2] zde zastupuje právě rozměrovou charakteristiku součásti.

$$J = \vartheta m \quad (48)$$

Cílem je zjistit právě hodnotu ϑ (viz Rovnice 49,50 a 51), ostatní hodnoty jsou již známy.

$$\vartheta_x = \frac{J_x}{m} = \frac{0,123}{1,75e^{-3}} = 70,36 \text{ mm}^2 \quad (49)$$

$$\vartheta_y = \frac{J_y}{m} = \frac{0,182}{1,75e^{-3}} = 103,75 \text{ mm}^2 \quad (50)$$

$$\vartheta_z = \frac{J_z}{m} = \frac{0,053}{1,75e^{-3}} = 30,23 \text{ mm}^2 \quad (51)$$

Nové momenty setrvačnosti, které budou zvýšeny právě o přidanou hmotu na součásti (viz Rovnice 52,53 a 54). Procentuální rozdíl mezi původními momenty setrvačnosti a momenty setrvačnosti po přidané hmotě (viz Rovnice 55, 56 a 57).

$$J'_x = \vartheta_x m_c = 0,130 \text{ kgmm}^2 \quad (52)$$

$$J'_y = \vartheta_y m_c = 0,192 \text{ kgmm}^2 \quad (53)$$

$$J'_z = \vartheta_z m_c = 0,056 \text{ kgmm}^2 \quad (54)$$

$$\frac{J'_x - J_x}{J_x} 100 = 5,71 \% \quad (55)$$

$$\frac{J'_y - J_y}{J_y} 100 = 5,72 \% \quad (56)$$

$$\frac{J'_z - J_z}{J_z} 100 = 5,71 \% \quad (57)$$

Očekávaná chyba, kterou způsobilo přidání hmoty pomocí funkce mass scaling, je rovna 5,71 %. Byl vybrán nejvyšší procentuální nárůst hmoty ze všech možných pozic a tak ostatní pozice by měli mít nižší očekávanou chybu. Výpočetní čas bez funkce (mass scaling) byl 43,5 hod s časovým krokem $6,1 \cdot 10^{-9}$. Výpočetní čas s touto funkcí byl 3,8 hod s časovým krokem $7,2 \cdot 10^{-8}$. Pomocí této záměrně zavedené chyby do výpočtu se snížil čas výpočtu až 11 krát. Kontrolou momentů setrvačností lze říci, že výsledky tato záměrná chyba neovlivní.

4.4.5 Ostatní nastavení

V záložce kontrola eroze bylo nastaveno všude ne. Kdy je vypnuto odstranění elementů při překročení určitého geometrického, materiálového nebo časového limitu.

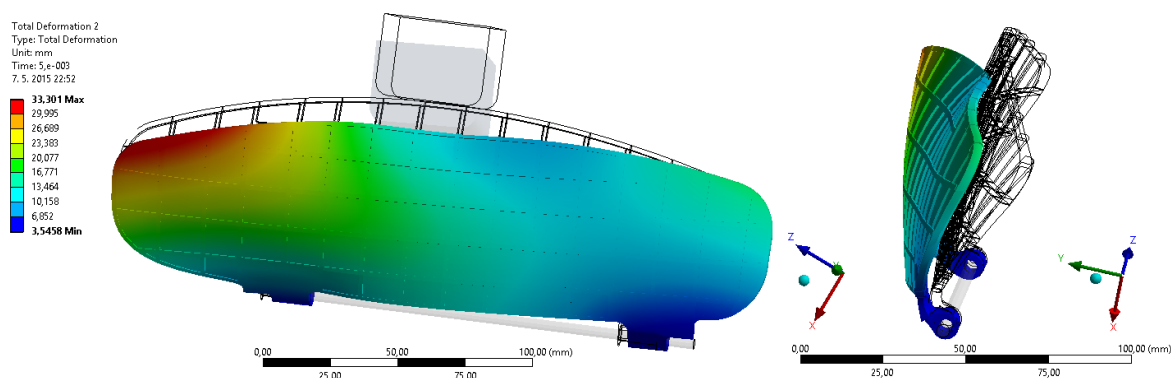
Dále bylo nastaveno v záložce kontrola tlumení, kdy hourglass tlumení bude řízeno pomocí funkce používanou v Autodyn. Viskózní tlumení bylo nastaveno na 10 %.

5 Vyhodnocení výsledků

Pro správné vyhodnocení deformačně napjatostního stavu budou využity všechny provedené výpočty. Byly provedeny výpočty pozic 1,2 a 3 a v každé pozici se provedl výpočet pro materiál čistě elastický a pro materiál ideálně plastický. Z těchto dvou materiálů se bude hledat řešení, které by mělo co nejvíce odpovídat reálné situaci. Cílem je určit kritická místa lopatky sedadlového systému.

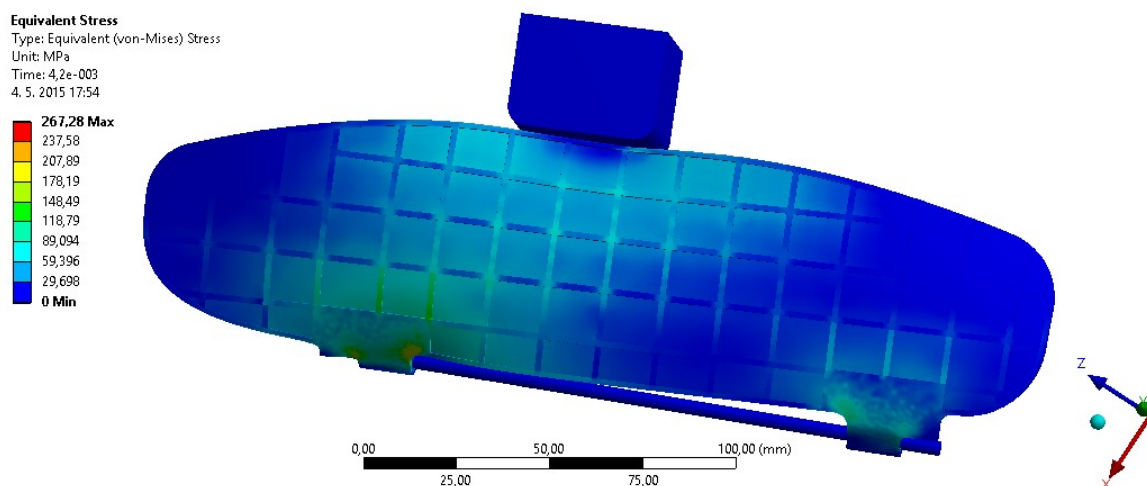
5.1 Pozice 1 - čistě elastický materiál

Celková deformace lopatky po pádu tělesa z této pozice má své maximum v čase 5 ms (milisekund) a lopatka se vychýlila o 33,30 mm (viz Obrázek 13).



Obrázek 13: Celková deformace čistě elastického materiálu

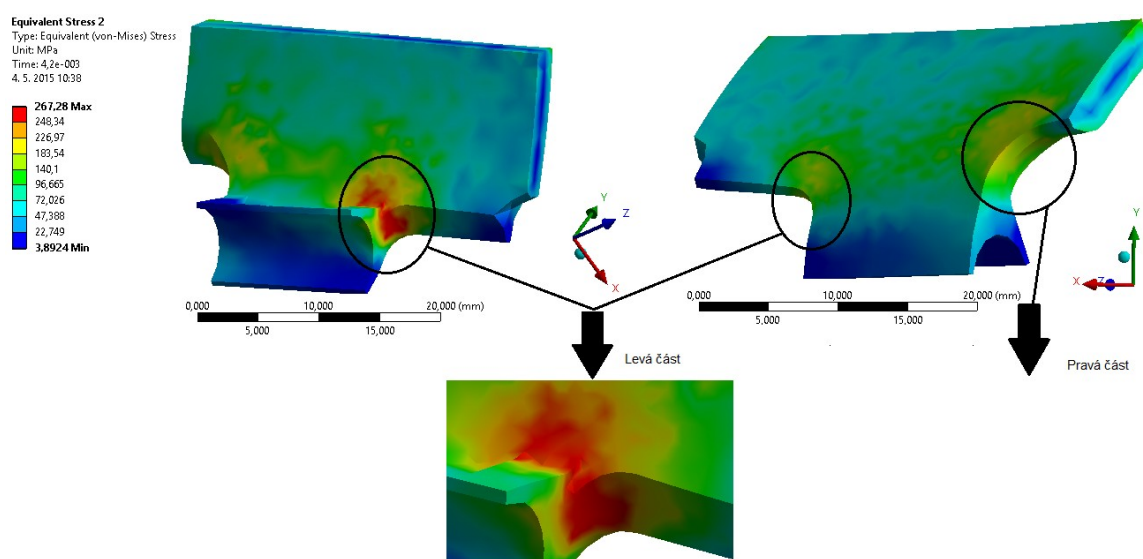
Redukované napětí dle hypotézy HMH (von Mises) má své maximum v čase 4,2 ms a napětí dosahuje 267,28 MPa (viz Obrázek 14) a to v levé části lopatky nazvané levý pant. Tato část a další kritická místa jsou dále vyhodnoceny.



Obrázek 14: Redukované napětí čistě elastického materiálu

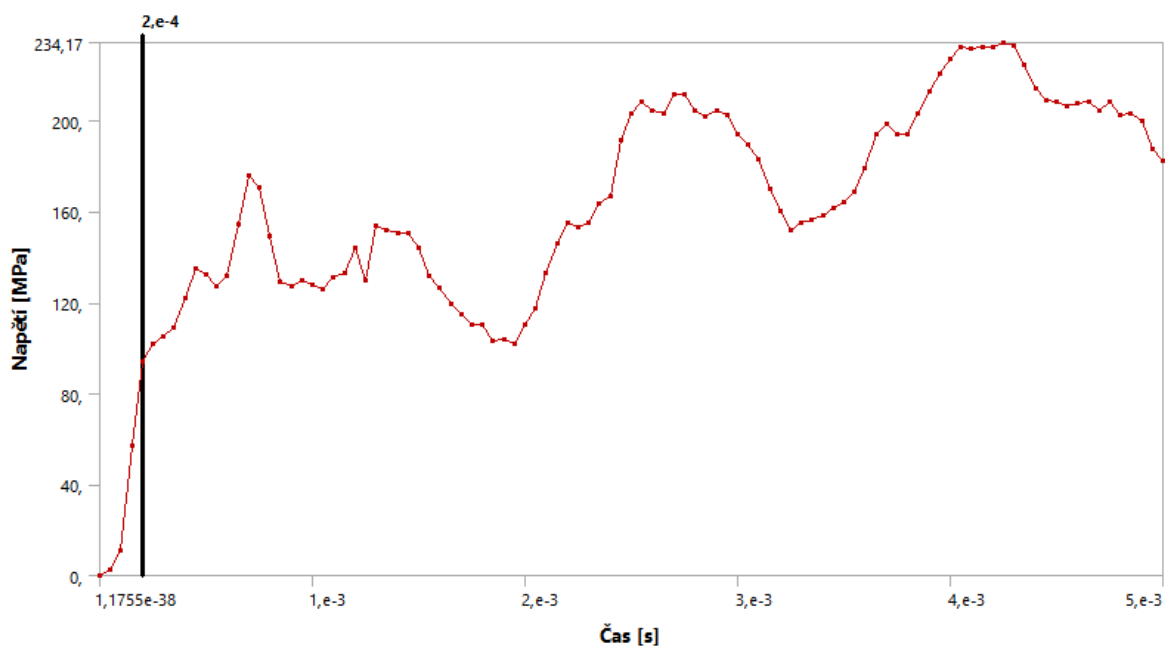
5.1.1 Levý pant lopatky

V levém pantu se nachází maximum při pádu tělesa z pozice 1. Při dosažení maxima v čase 4,2 ms je vnitřní energie rovna 6 465 mJ (milijoule). Kritické místo se nachází v zaoblení pantu (viz Obrázek 15). V tomto místě dochází k velkému překročení meze kluzu i meze pevnosti a to o 177 MPa. Tenhle velký rozdíl je způsoben právě volbou materiálového modelu, který vůbec nezachycuje po překročení meze kluzu plastické chování materiálu. Způsobuje tak nárůst elastické složky, která je zároveň i celkovou deformací. Důležité je také v jakém čase dojde k překročení meze pevnosti (viz Graf 6 a 7).



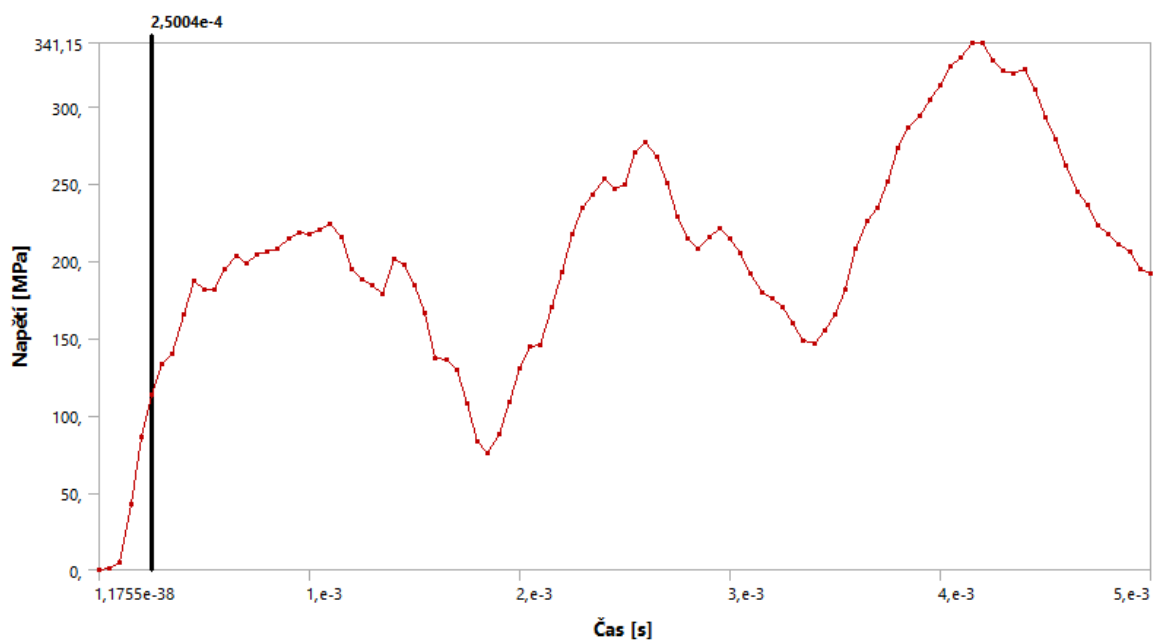
Obrázek 15: Maximum v levém pantu

Uspořádání levého pantu, které naznačuje kde je levá část a kde pravá část, zůstane pro všechny materiály a pozice stejné (viz Obrázek 15).



Graf 6: Maximum v čase t pravé části pantu

V levém pantu lopatky, přesněji v pravé části v zaoblení, dojde k překročení meze pevnosti v čase 0,2 ms o 4,03 MPa.



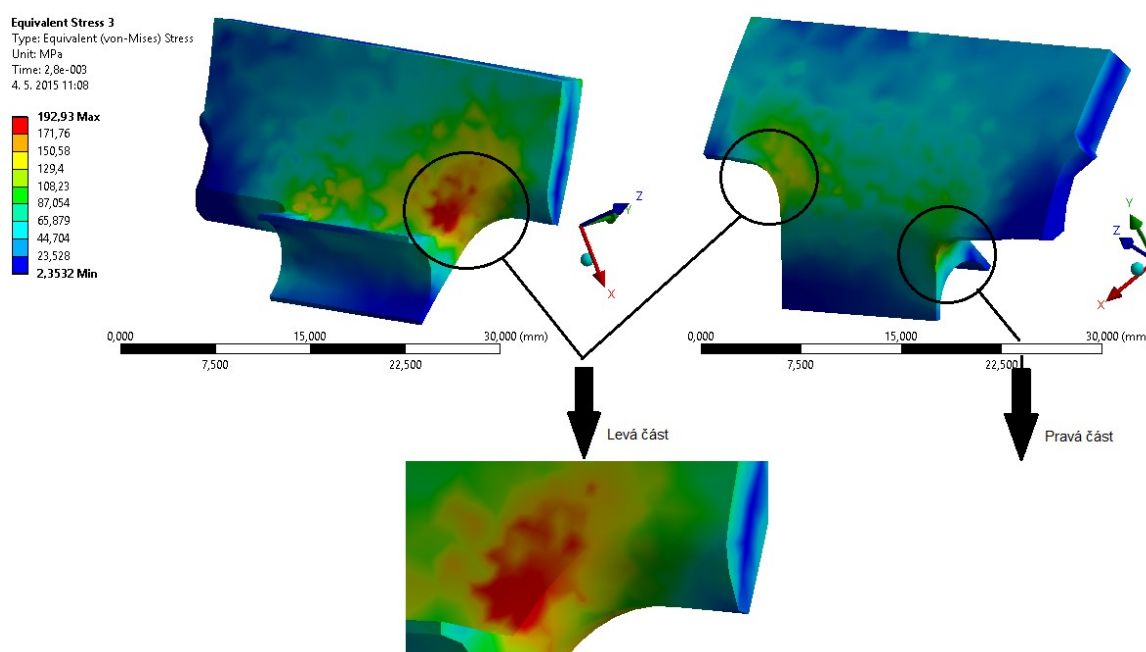
Graf 7: Maximum v čase t levé části pantu

V levém pantu lopatky, přesněji v levé části v zaoblení, dojde k překročení meze pevnosti v čase 0,25 ms o 23,74 MPa. Kdy v čase 0,2 ms bylo napětí 85,86 MPa.

Z těchto dvou porovnání levého pantu je zřejmé, že nejdříve se poruší pravá část pantu.

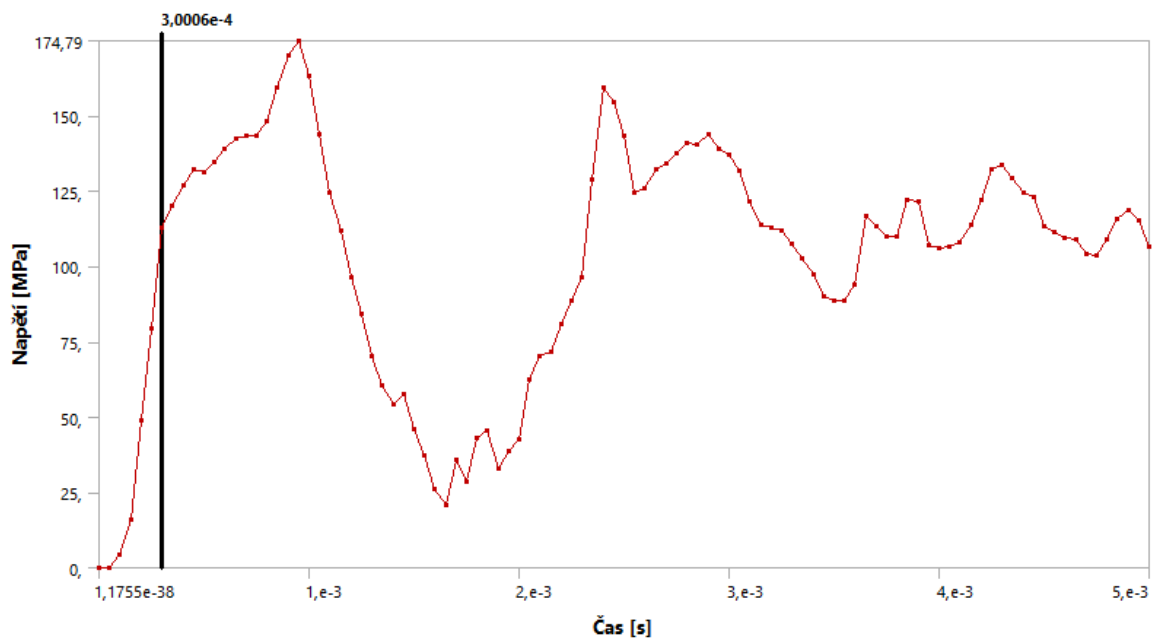
5.1.2 Pravý pant lopatky

V pravé části lopatky, kde je pravý pant, lze pozorovat velkou koncentraci napětí vlivem zaoblení v místě pantu. Tato koncentrace napětí přesahuje mez pevnosti o 103 MPa. Největší napětí v této části lopatky dosahuje 192,93 MPa. Při tomto maximu je v čase 2,8 ms vnitřní energie rovna 5201 mJ (viz Obrázek 16). Tento velký nárůst nad mezí pevnosti je opět způsoben materiálovým modelem. Důležité je opět v jakém čase dojde k překročení meze pevnosti (viz Graf 8 a 9).



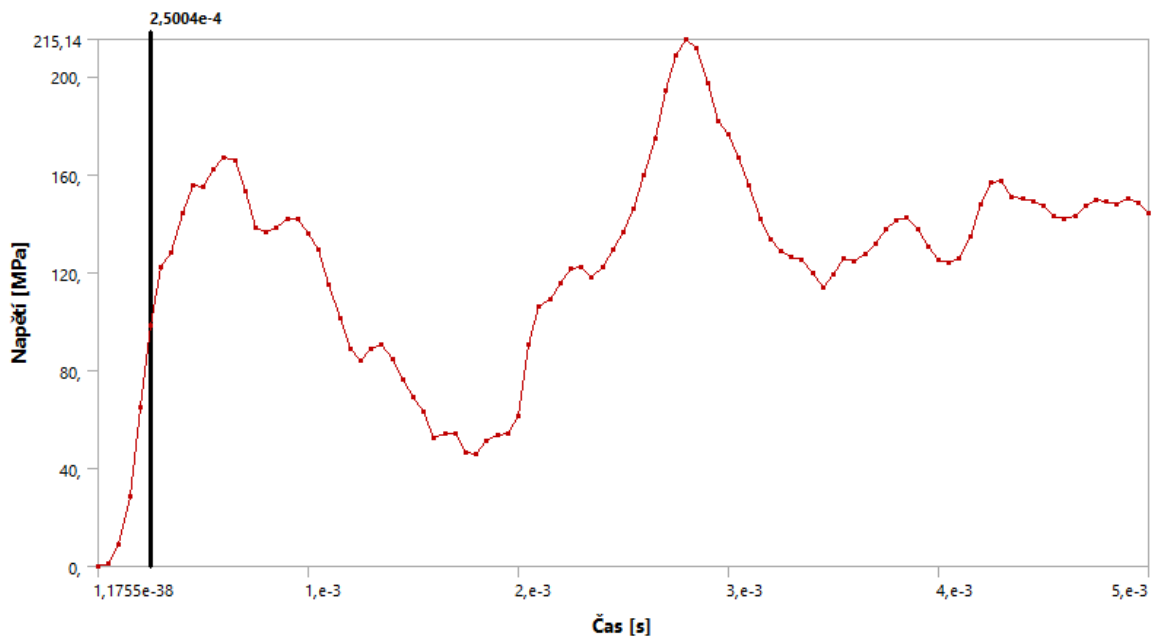
Obrázek 16: Maximum v pravém pantu

Uspořádání pravého pantu, které naznačuje kde je levá část a kde pravá část, zůstane pro všechny materiály a pozice stejné (viz Obrázek 16).



Graf 8: Maximum v čase t pravé části pantu

V pravém pantu lopatky, přesněji v pravé části v zaoblení, dojde k překročení meze pevnosti v čase 0,3 ms o 23,02 MPa. Kdy v čase 0,2 ms bylo napětí 48,96 MPa.



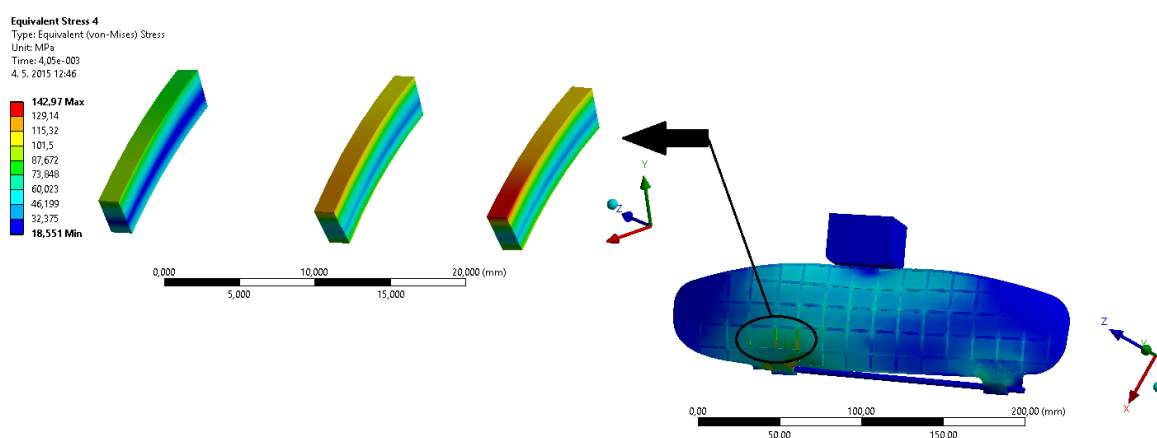
Graf 9: Maximum v čase t levé části pantu

V pravém pantu lopatky, přesněji v levé části v zaoblení, dojde k překročení meze pevnosti v čase 0,25 ms o 8,45 MPa. Kdy v čase 0,2 ms bylo napětí 64,95 MPa.

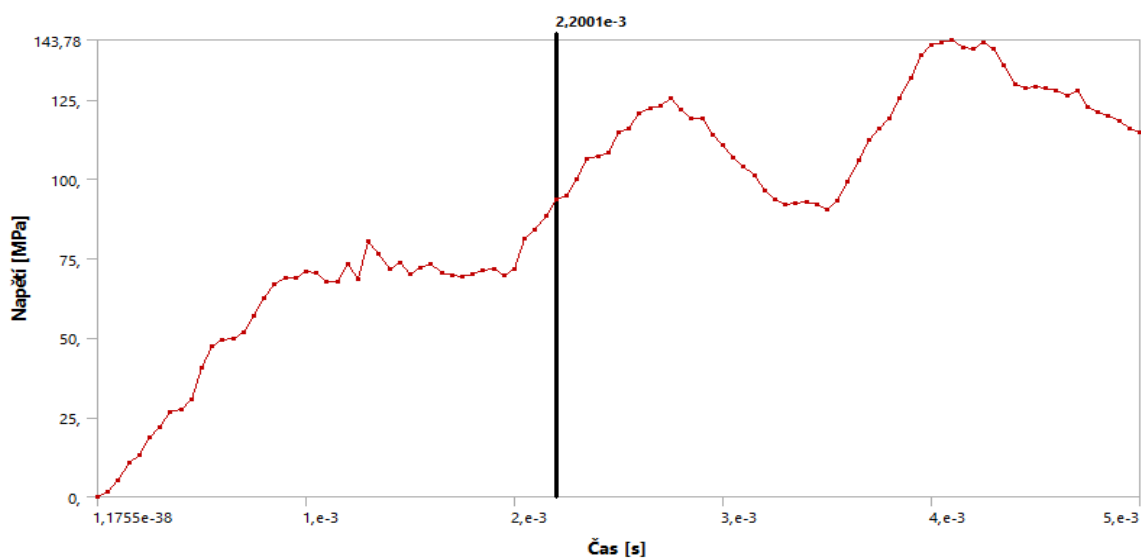
Z těchto dvou porovnání pravého pantu je zřejmé, že nejdříve se poruší levá část pantu.

5.1.3 Žebrování lopatky

V části lopatky, kde jsou vytvořeny výztuhy, je tato část nazvána žebrování lopatky. Žebrování je také velmi namáháno od padajícího tělesa. Ke koncentraci napětí dochází v určité části žebrování. Dochází zde v čase 4,05 ms k nárůstu napětí na 142,97 MPa při vnitřní energii, která je 6434 mJ (viz Obrázek 17). Napětí překračuje mez pevnosti o 53 MPa. Je potřeba provést kontrolu, v jakém čase dojde k překročení meze pevnosti (viz Graf 10).



Obrázek 17: Maximum v žebrování



Graf 10: Maximum v čase t žebrování lopatky

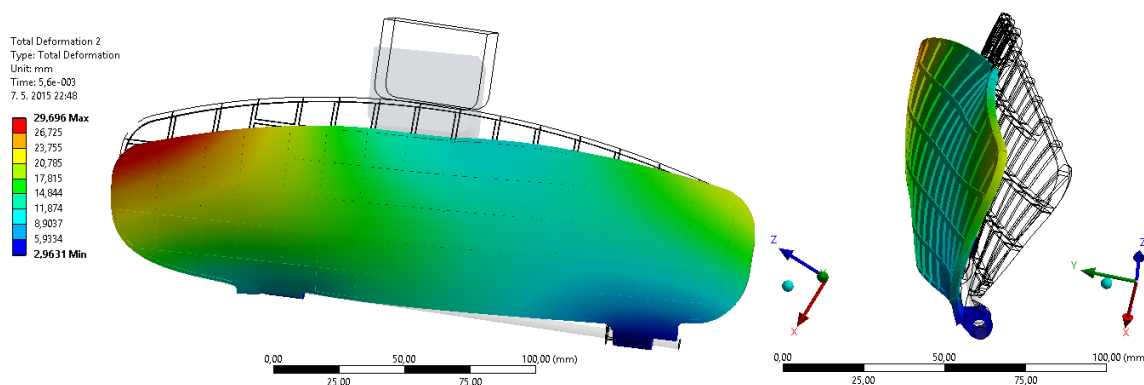
V žebrování lopatky dojde k překročení meze pevnosti v čase 2,2 ms o 3,69 MPa.

5.1.4 Vyhodnocení čistě elastického materiálu

Porovnáním pravého, levého pantu a žebrování, kde se vyskytovalo největší napětí a kde docházelo k překročení meze pevnosti, bylo zjištěno, že nejdříve dojde k překročení meze pevnosti v čase 0,2 ms v levém pantu a to v pravé části zaoblení. Napětí dosáhlo 94,03 MPa. Napětí ukazuje, že dojde v tomto místě k porušení součásti. Časová kontrola překročení meze pevnosti nebo meze kluzu bude prováděna při každé pozici i při každém materiálu.

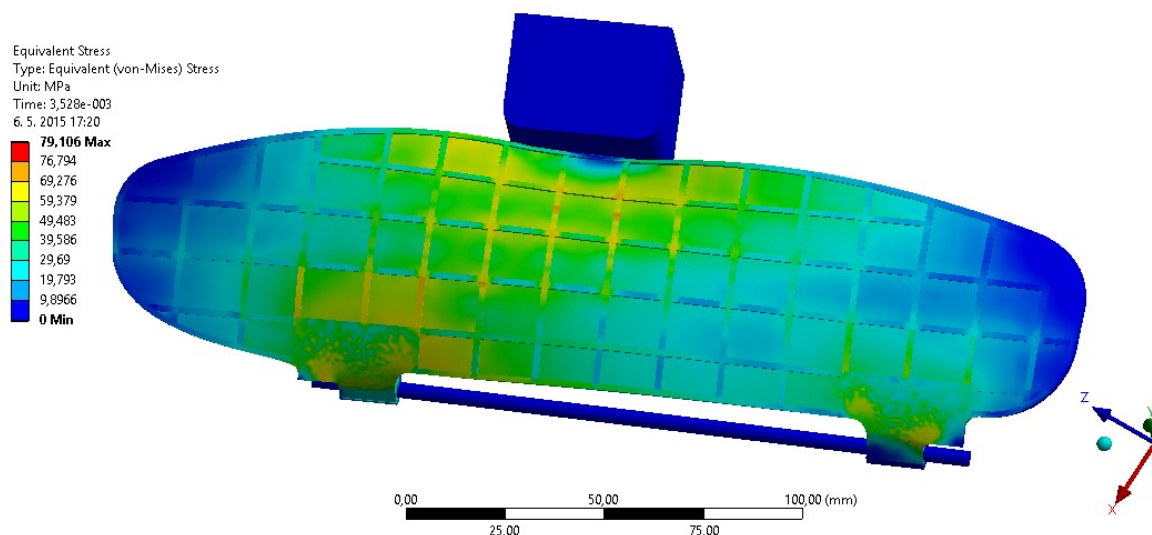
5.2 Pozice 1 - ideálně plastický materiál

Celková deformace lopatky po pádu tělesa má své maximum v čase 5,6 ms a lopatka se vychýlila o 29,70 mm (viz Obrázek 18).



Obrázek 18: Celková deformace ideálně plastického materiálu

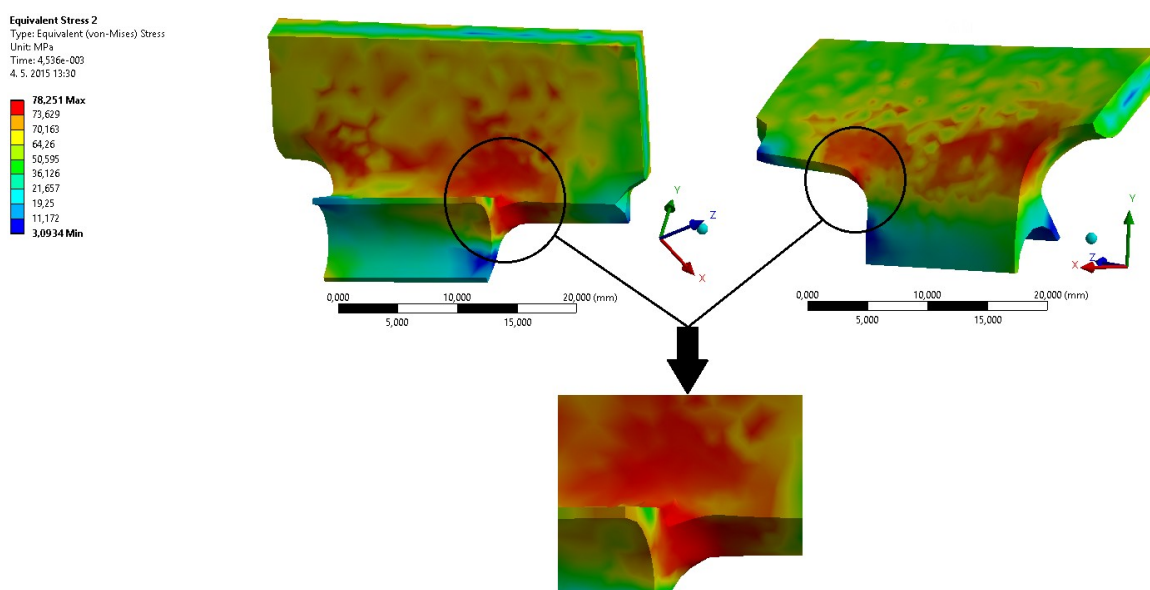
Redukované napětí dle hypotézy HMM má své maximum v čase 4,536 ms a napětí dosahuje 79,11 MPa (viz Obrázek 19) a to v horní části lopatky hned pod padajícím tělesem. Tuto oblast není třeba dále vyhodnocovat a to z důvodu očekávaného maxima vlivem druhu zkoušky typu volného pádu. Ostatní části a další kritická místa jsou dále vyhodnoceny.



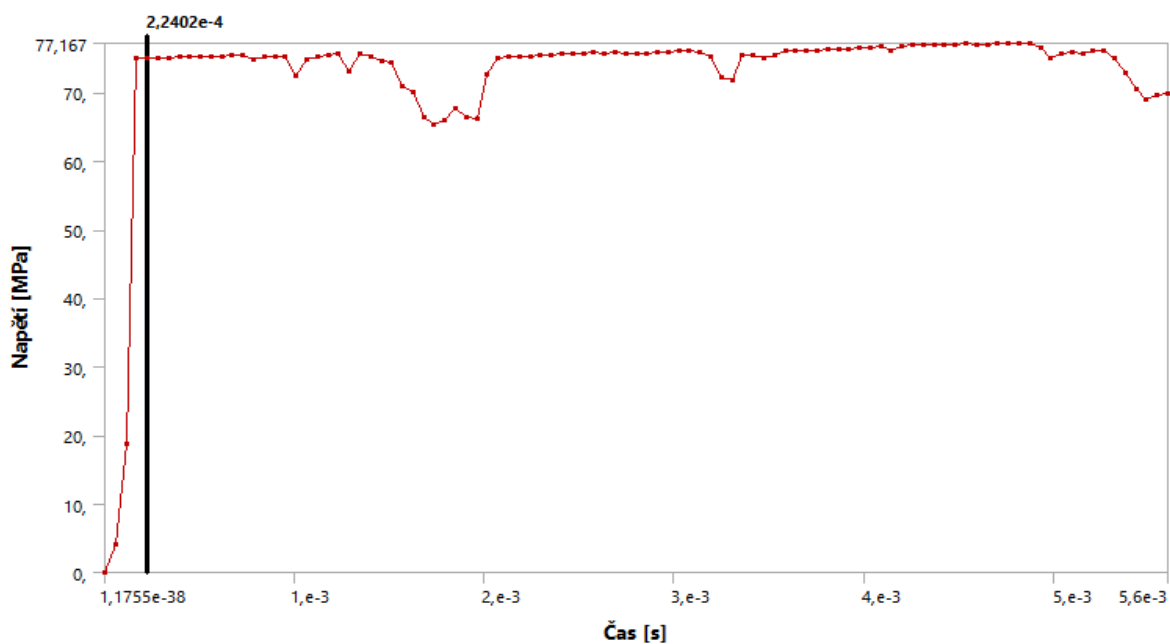
Obrázek 19: Redukované napětí ideálně plastického materiálu

5.2.1 Levý pant lopatky

V levém pantu lopatky, který je tentokrát z ideálně plastického materiálu, se opět nachází reálné maximum při pádu tělesa z pozice 1. V čase 4,536 ms dosahuje napětí 78,25 MPa a vnitřní energie je 7 325 mJ. Kritické místo se nachází v zaoblení pantu (viz Obrázek 20). V tomto místě dochází k překročení meze kluzu o 3,2 MPa. Toto malé překročení je způsobeno volbou materiálového modelu, tento model se chová po překročení meze kluzu tak, že s mírným nárůstem napětí velice roste deformace. Důležité je také v jakém čase dojde k překročení meze kluzu (viz Graf 11 a 12).

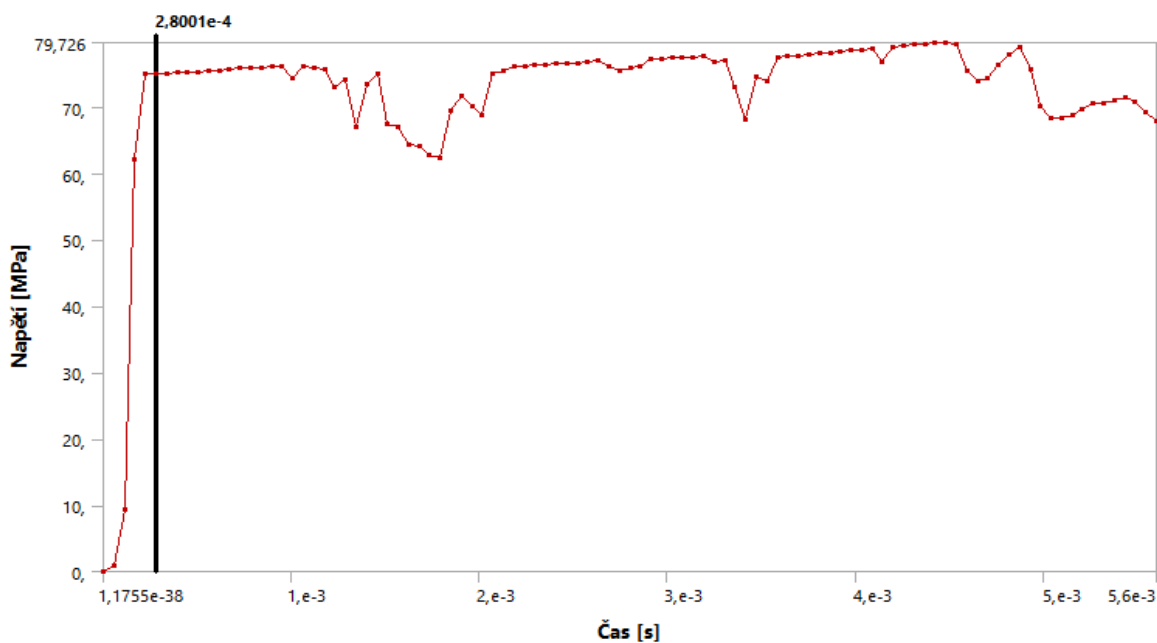


Obrázek 20: Maximum v levém pantu



Graf 11: Maximum v čase t pravé části pantu

V levém pantu konkrétně v pravé části dochází k překročení meze kluzu v čase 0,22 ms při napětí 75,07 MPa.

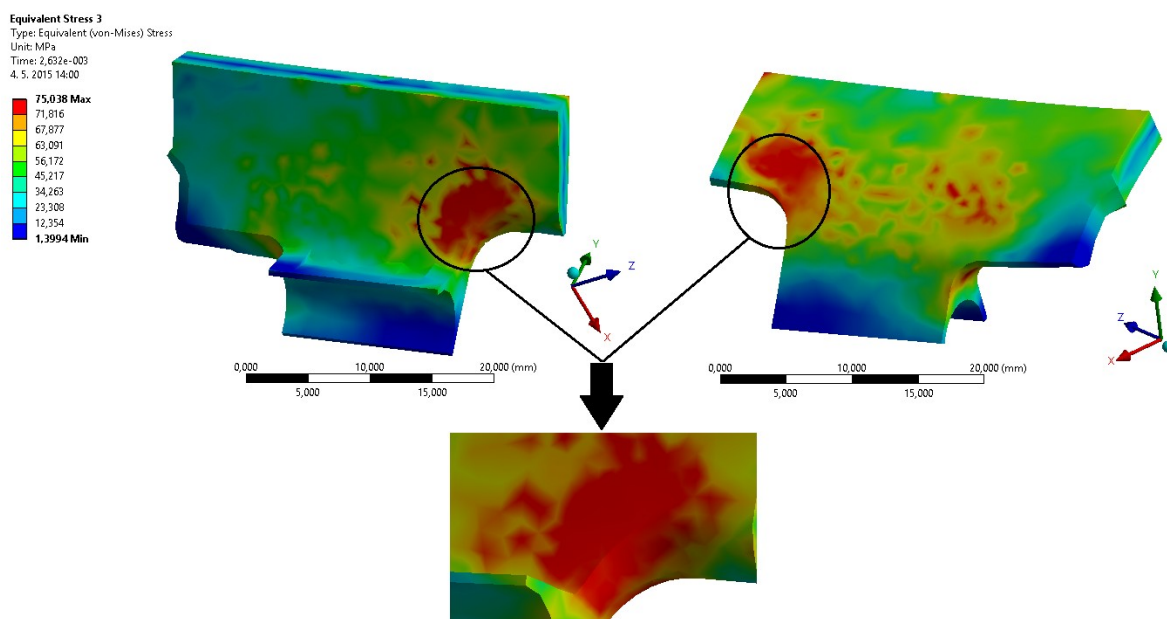


Graf 12: Maximum v čase t levé části pantu

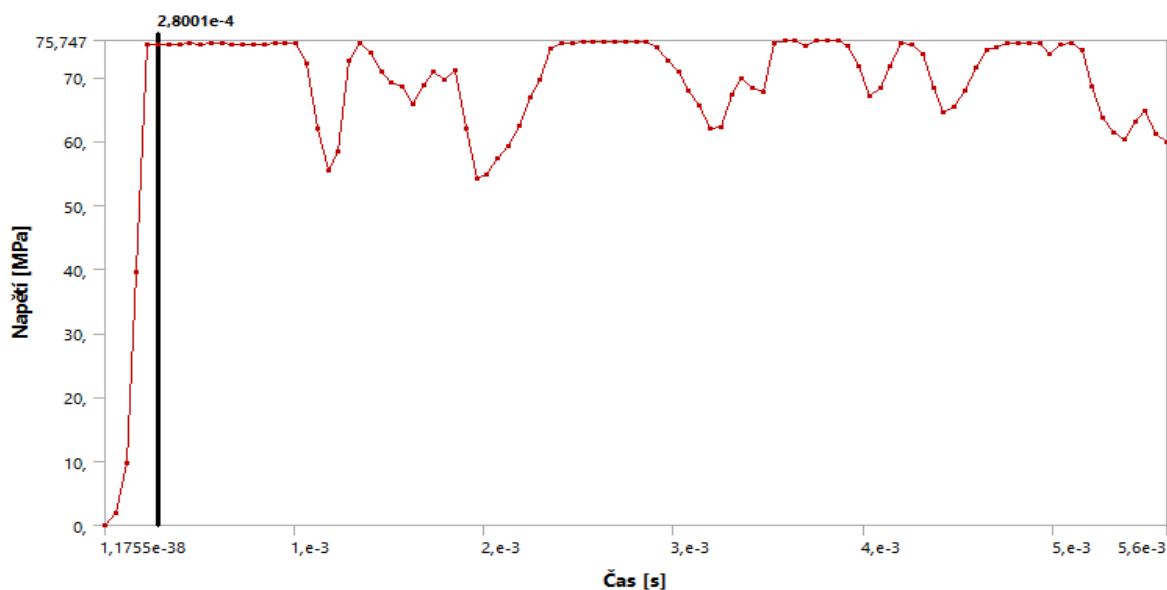
V levém pantu konkrétně v levé části dochází k překročení meze kluzu v čase 0,28 ms při napětí 75,08 MPa.

5.2.2 Pravý pant lopatky

I v pravém pantu lopatky se musí provést kontrola koncentrace napětí, kde lze sledovat překročení mez kluzu o 0,38 MPa. Největší napětí v této části lopatky dosahuje 75,04 MPa. Při tomto maximu je vnitřní energie v čase 2,632 ms rovna 5309 mJ (viz Obrázek 21). Důležité je opět v jakém čase dojde k překročení meze kluzu (viz Graf 13 a 14).

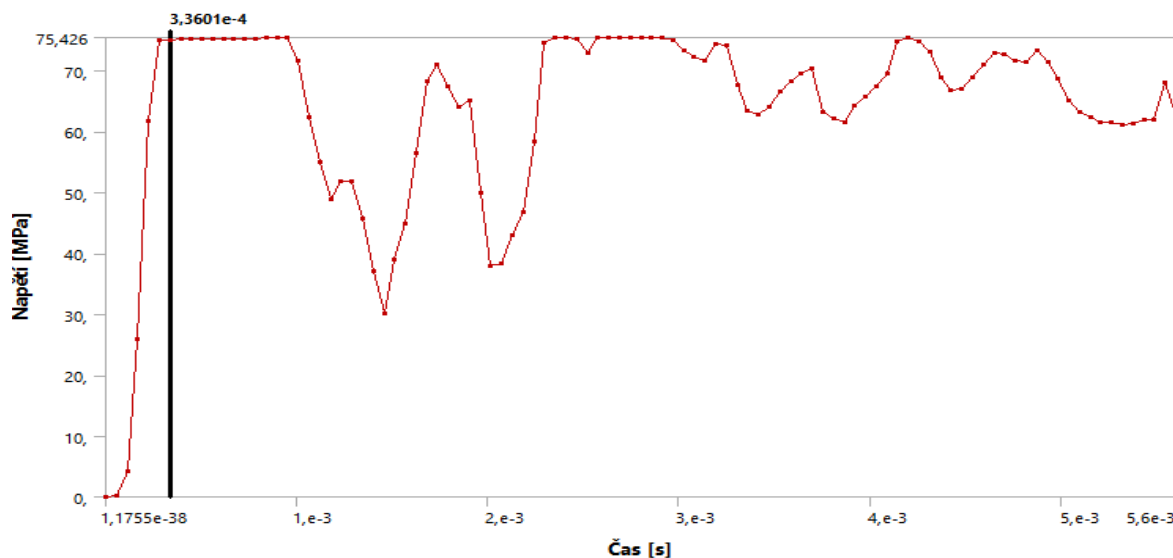


Obrázek 21: Maximum v pravém pantu



Graf 13: Maximum v čase t levé části pantu

V pravém pantu konkrétně v levé části dochází k překročení meze kluzu v čase 0,28 ms při napětí 75,16 MPa.

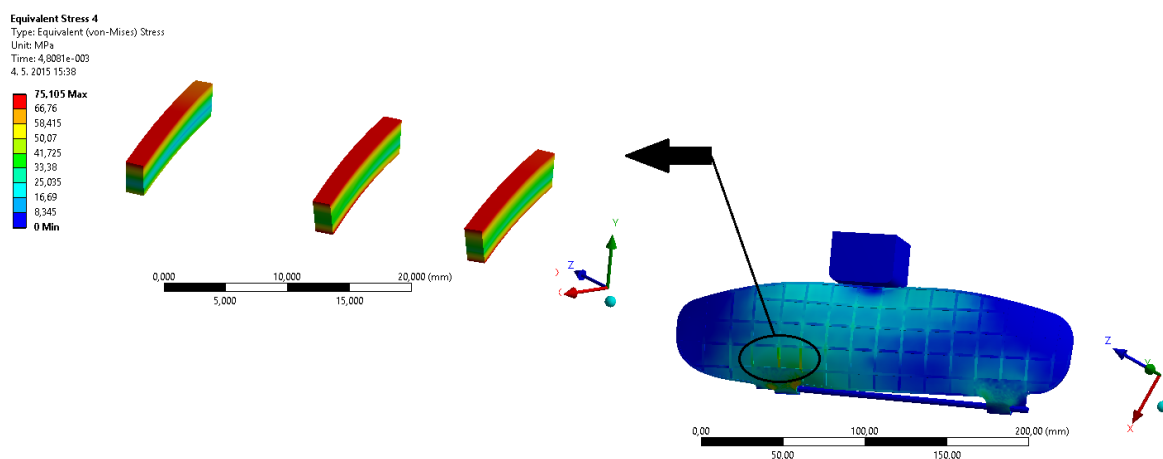


Graf 14: Maximum v čase t pravé části pantu

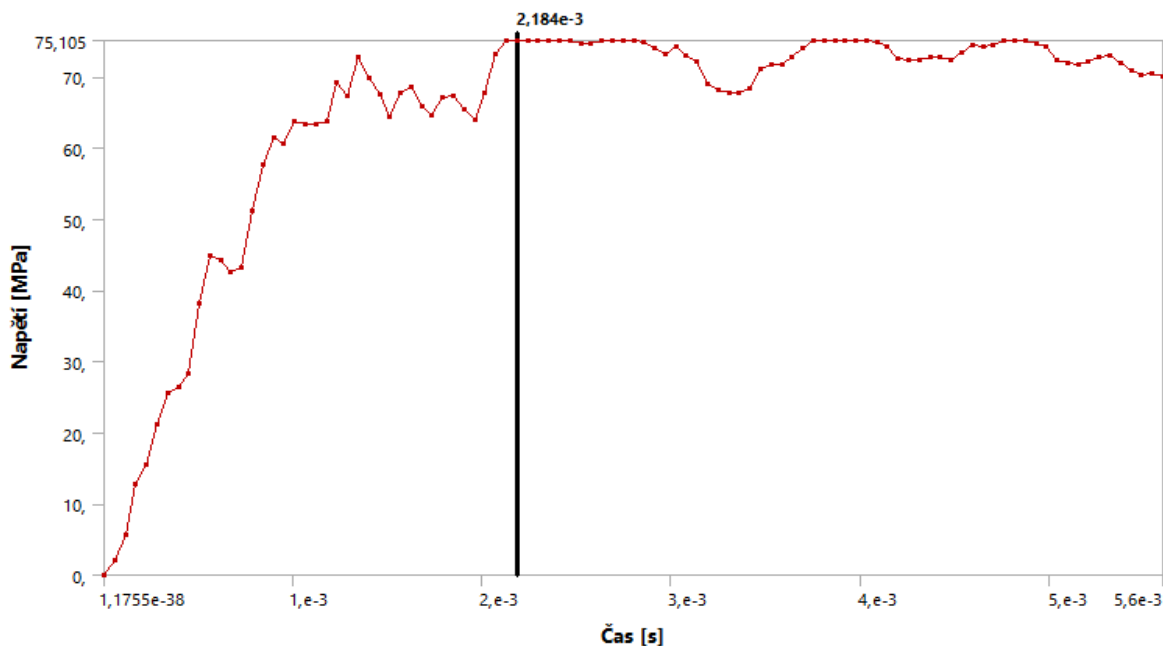
V pravém pantu konkrétně v pravé části dochází k překročení meze kluzu v čase 0,37 ms při napětí 75,01 MPa.

5.2.3 Žebrování lopatky

V žebrování lopatky dochází v čase 4,816 ms k nárůstu napětí na 75,11 MPa a při vnitřní energii, která je 7 399 mJ (viz Obrázek 22). Napětí překračuje mez kluzu o 0,11 MPa. Je potřeba provést kontrolu, v jakém čase dojde k překročení meze kluzu (viz Graf 15).



Obrázek 22: Maximum v žebrování



Graf 15: Maximum v čase t žebrování

V žebrování dochází k překročení meze kluzu v čase 2,18 ms při napětí 75,02 MPa.

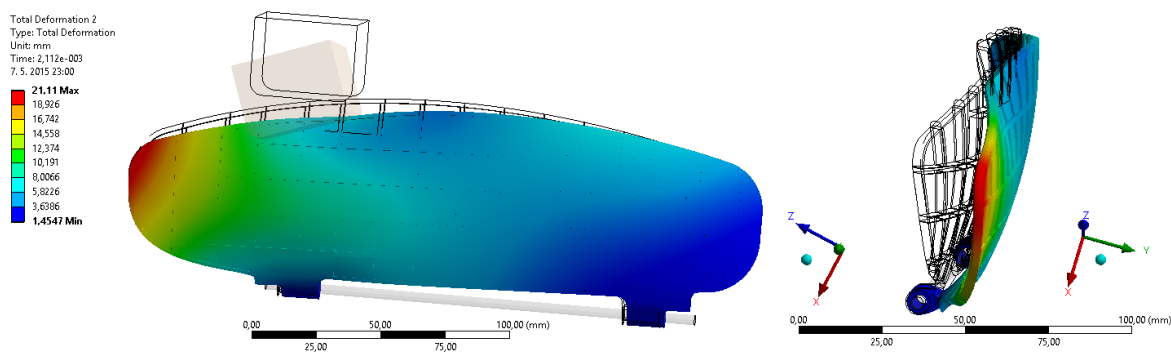
5.2.4 Vyhodnocení ideálně plastického materiálu a pozice 1

Porovnáním pravého, levého pantu a žebrování, kde se vyskytovalo největší napětí a kde docházelo k překročení meze kluzu, bylo zjištěno, že nejdříve dojde k překročení meze kluzu v čase 0,224 ms. K překročení došlo v levém pantu a v pravé části zaoblení, kde dosáhlo napětí 75,07 MPa. Vlivem překročení dojde v tomto místě a u tohoto materiálového modelu k porušení součásti.

U jednotlivých materiálových modelů byly určeny stejná místa, kde dojde k porušení lopatky sedadlového systému. Jedná se o místo levého pantu na pravé části v zaoblení. Lze tedy říci, že dojde k porušení součásti v čase od 0,2 do 0,224 ms. Napětí se bude pohybovat od 75,07 do 94,03 MPa při této pozici pádu tělesa.

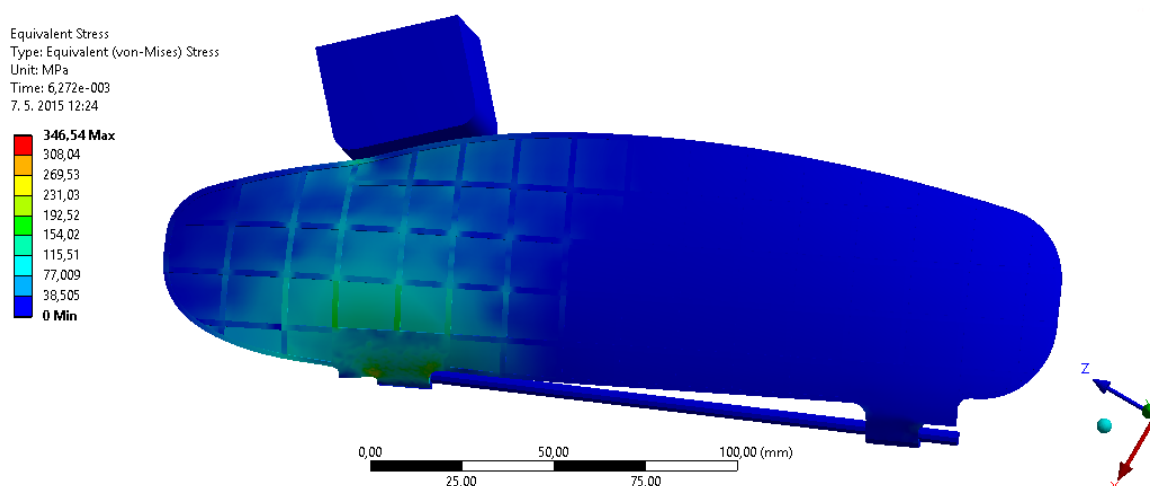
5.3 Pozice 2 - čistě elastický materiál

Celková deformace lopatky po pádu tělesa má své maximum v čase 2,112 ms a lopatka se vychýlila o 21,11 mm (viz Obrázek 23).



Obrázek 23: Celková deformace čistě elastického materiálu

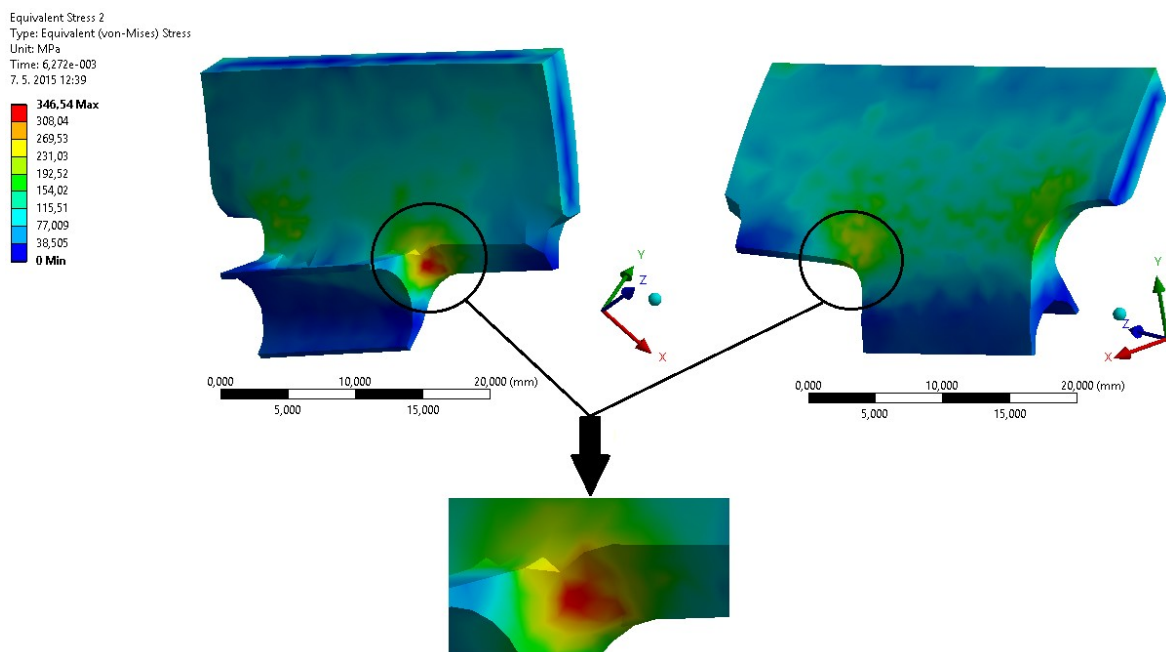
Redukované napětí dle hypotézy HMM má své maximum v čase 6,272 ms a napětí dosahuje 346,54 MPa (viz Obrázek 24) a to v levém pantu. Tato část a další kritická místa jsou dále vyhodnoceny.



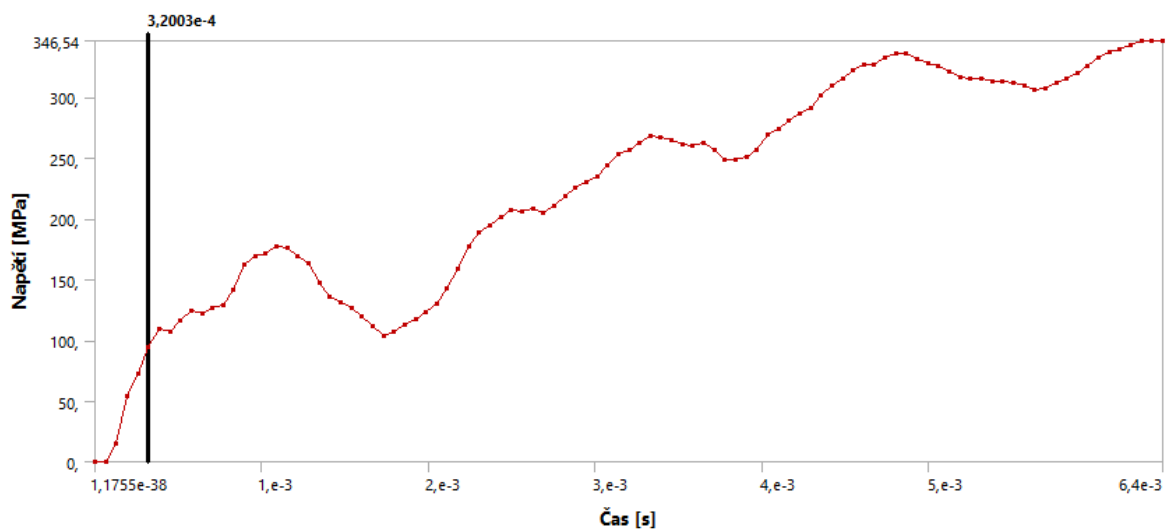
Obrázek 24: Redukované napětí čistě elastického materiálu

5.3.1 Levý pant lopatky

V levém pantu se tedy nachází maximum při pádu tělesa z pozice 2. Při dosažení maxima v čase 6,272 ms je vnitřní energie rovna 6 491 mJ. Kritické místo se nachází v zaoblení pantu (viz Obrázek 25). V tomto místě dochází k velkému překročení meze kluzu i meze pevnosti a to o 257 MPa.

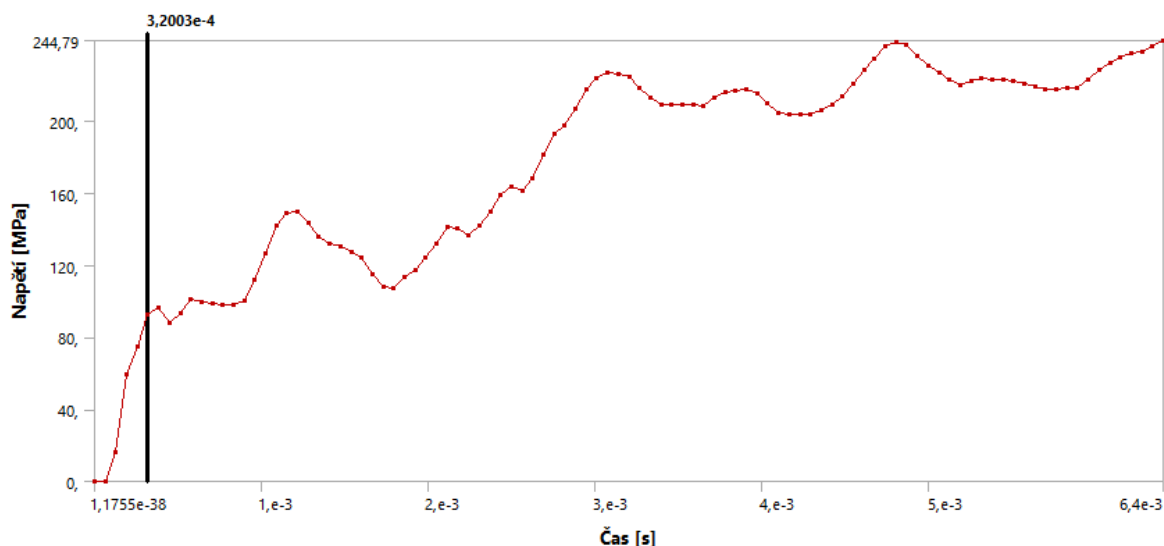


Obrázek 25: Maximum v levém pantu



Graf 16: Maximum v čase t levé části pantu

V levém pantu konkrétně v levé části dochází k překročení meze pevnosti v čase 0,32 ms při napětí 94,92 MPa. V čase 0,26 ms bylo napětí 76,32 MPa (viz Graf 16).

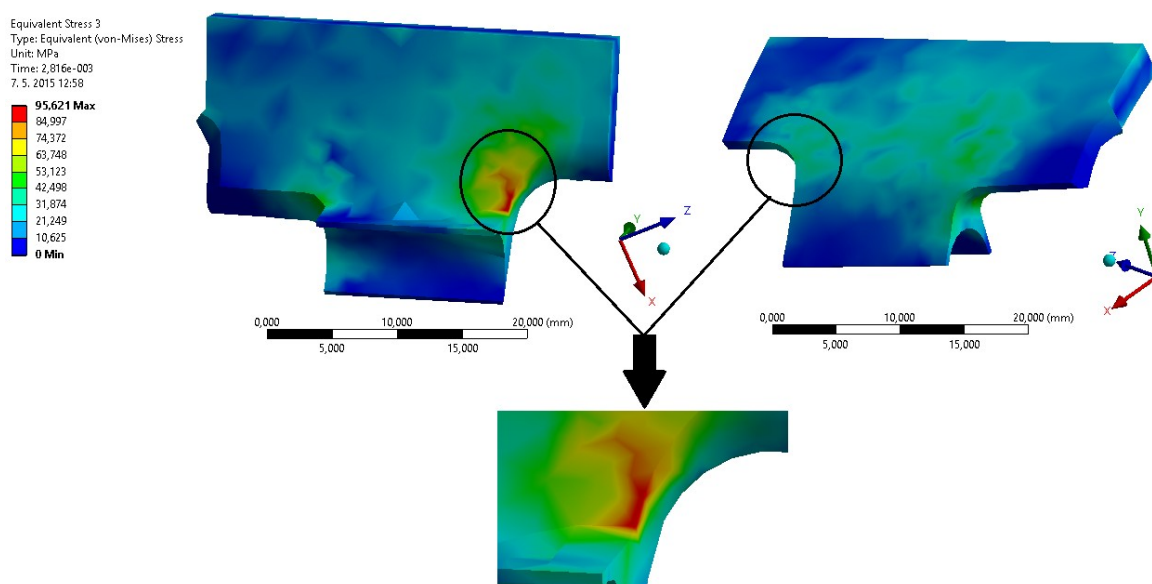


Graf 17: Maximum v čase t pravé části pantu

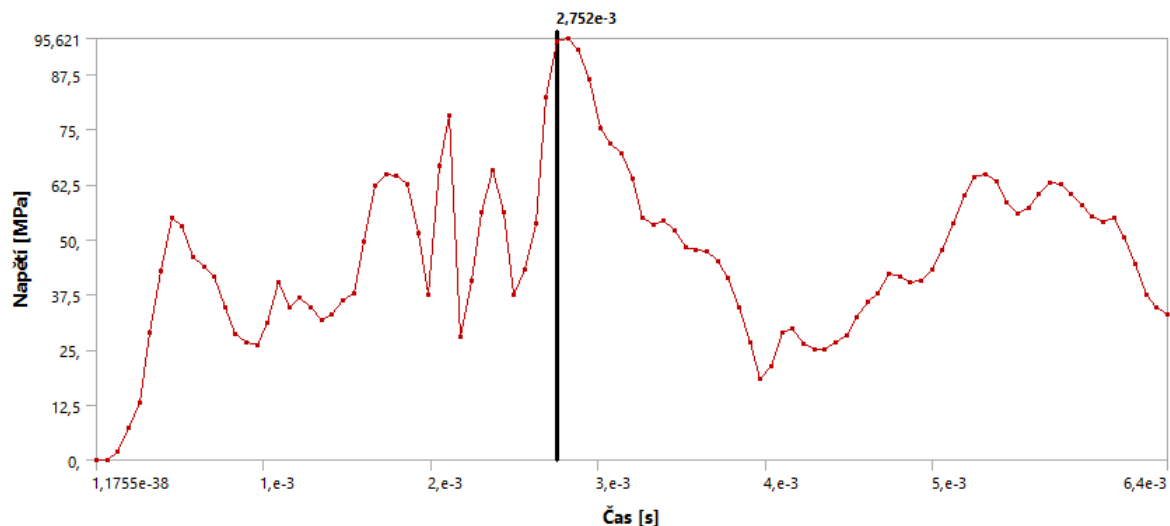
V levém pantu konkrétně v pravé části dochází k překročení meze pevnosti v čase 0,32 ms při napětí 92,28 MPa. V čase 0,26 ms bylo napětí 74,69 MPa (viz Graf 17).

5.3.2 Pravý pant lopatky

V pravém pantu je opět koncentrováno napětí. Tato koncentrace napětí přesahuje mez pevnosti o 5,6 MPa. Největší napětí v této části lopatky dosahuje 95,62 MPa. Při tomto maximu je vnitřní energie v čase 2,816 ms rovna 4120 mJ (viz Obrázek 26).



Obrázek 26: Maximum v pravém pantu

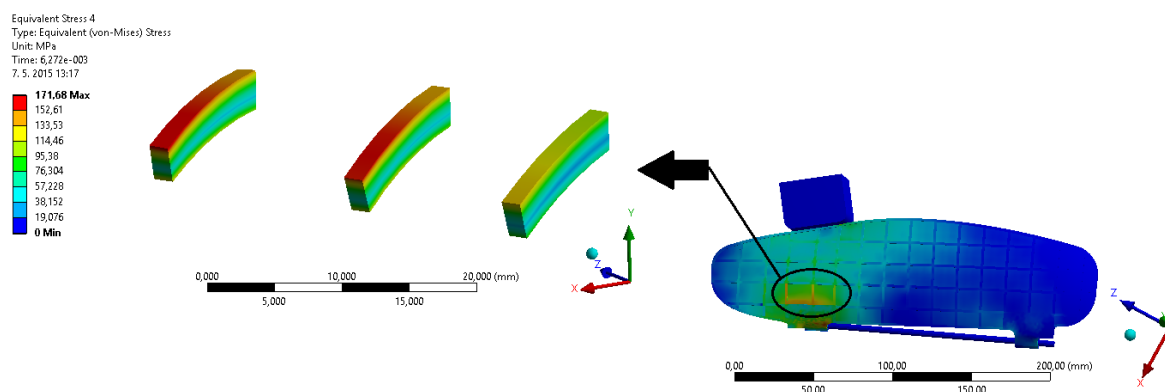


Graf 18: Maximum v čase t pravého pantu

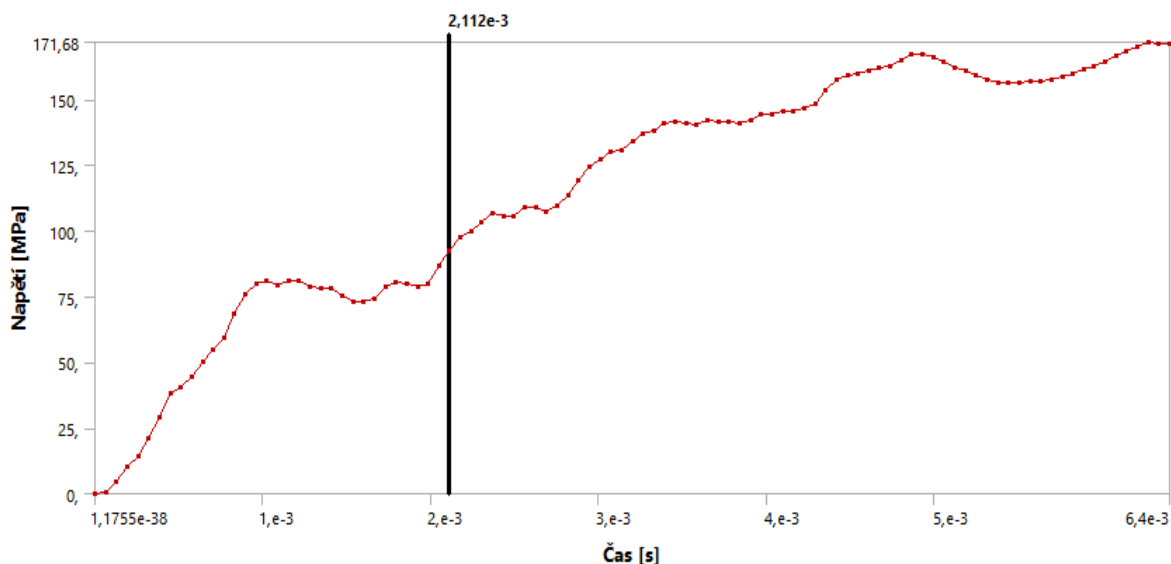
V pravém pantu dochází k překročení meze pevnosti v čase 2,75 ms při napětí 94,98 MPa (viz Graf 18). Z důvodu překročení meze pevnosti v celé části pravého pantu až v tomto čase, nemá smysl dále kontrolovat tuto část lopatky.

5.3.3 Žebrování lopatky

V žebrování dochází v čase 6,272 ms k nárůstu napětí na 171,68 MPa. Vnitřní energie je 6 491 mJ (viz Obrázek 27). Napětí překračuje mez pevnosti o 82 MPa.



Obrázek 27: Maximum v žebrování



Graf 19: Maximum v čase t žebrování lopatky

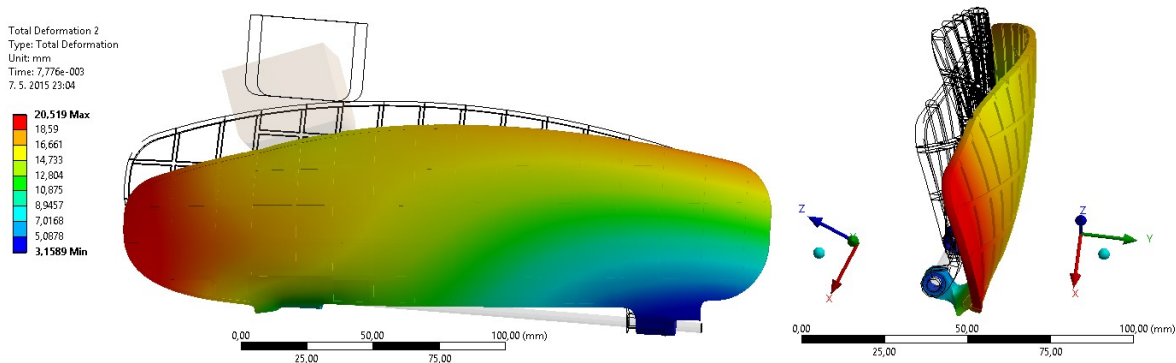
V žebrování dochází k překročení meze pevnosti v čase 2,11 ms při napětí 92,37 MPa (viz Graf 19).

5.3.4 Vyhodnocení čistě elastického materiálu

Porovnáním pravého, levého pantu a žebrování, kde se vyskytovalo největší napětí a kde docházelo k překročení meze pevnosti, bylo zjištěno, že nejdříve dojde k překročení meze pevnosti v čase 0,32 ms. K překročení došlo v levém pantu konkrétně v levé části zaoblení, kde dosáhlo napětí 94,92 MPa. Napětí ukazuje, že dojde v tomto místě k porušení součásti.

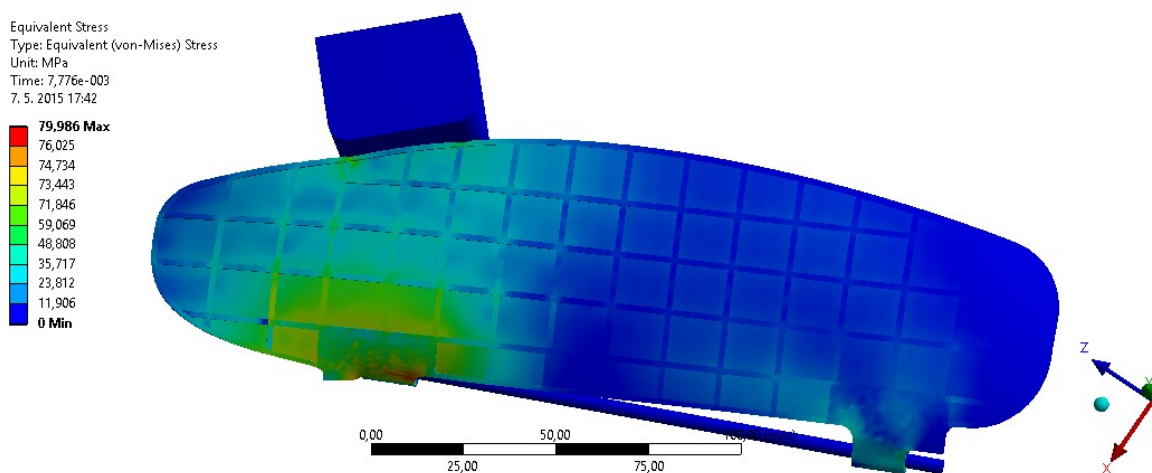
5.4 Pozice 2 - ideálně plastický materiál

Celková deformace lopatky po pádu tělesa dosáhla maxima v čase 7,776 ms a lopatka se vychýlila o 20,52 mm (viz Obrázek 28).



Obrázek 28: Celková deformace ideálně plastického materiálu

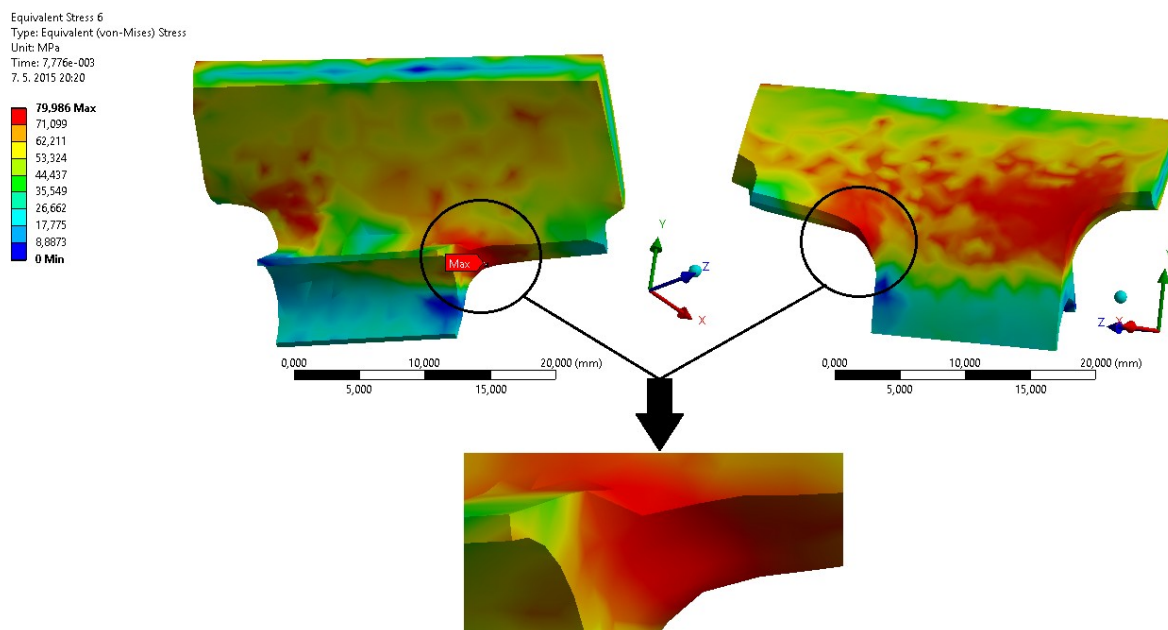
Redukované napětí dle hypotézy HMM má své maximum v čase 7,776 ms a napětí dosahuje 79,99 MPa (viz Obrázek 29) a to v levém pantu lopatky. Levý pant a další kritická místa jsou dále vyhodnoceny.



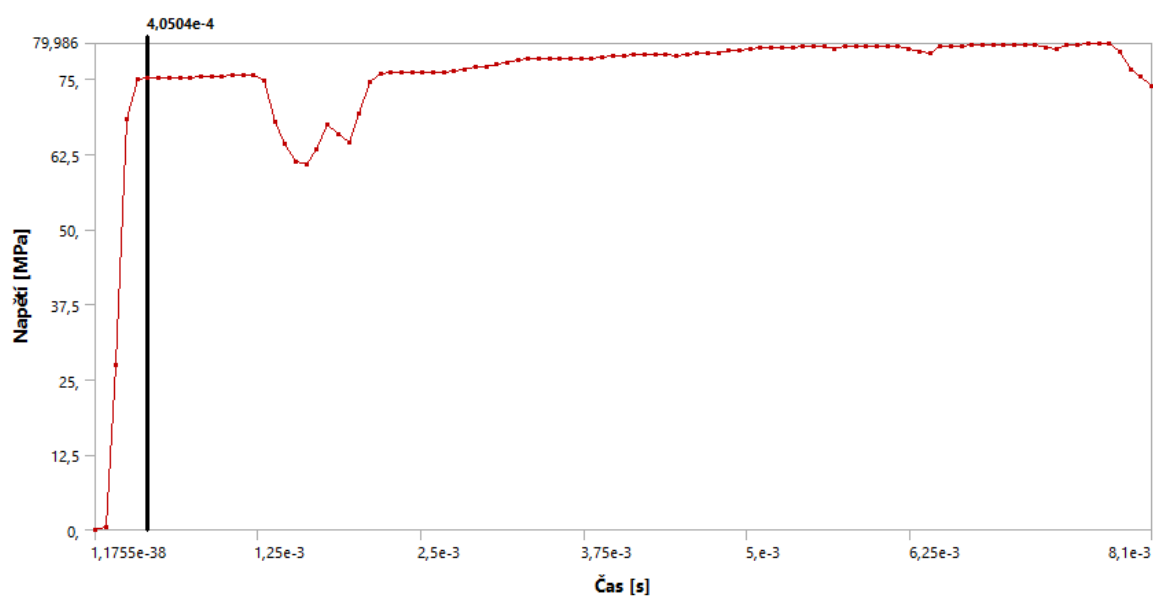
Obrázek 29: Redukované napětí ideálně plastického materiálu

5.4.1 Levý pant lopatky

V levém pantu lopatky, která je tentokrát z ideálně plastického materiálu, se opět nachází maximum při pádu tělesa z pozice 2. Při dosažení maxima, které je v čase 7,776 ms rovno 79,99 MPa, je vnitřní energie 845 mJ. Kritické místo se nachází v zaoblení pantu (viz Obrázek 30).

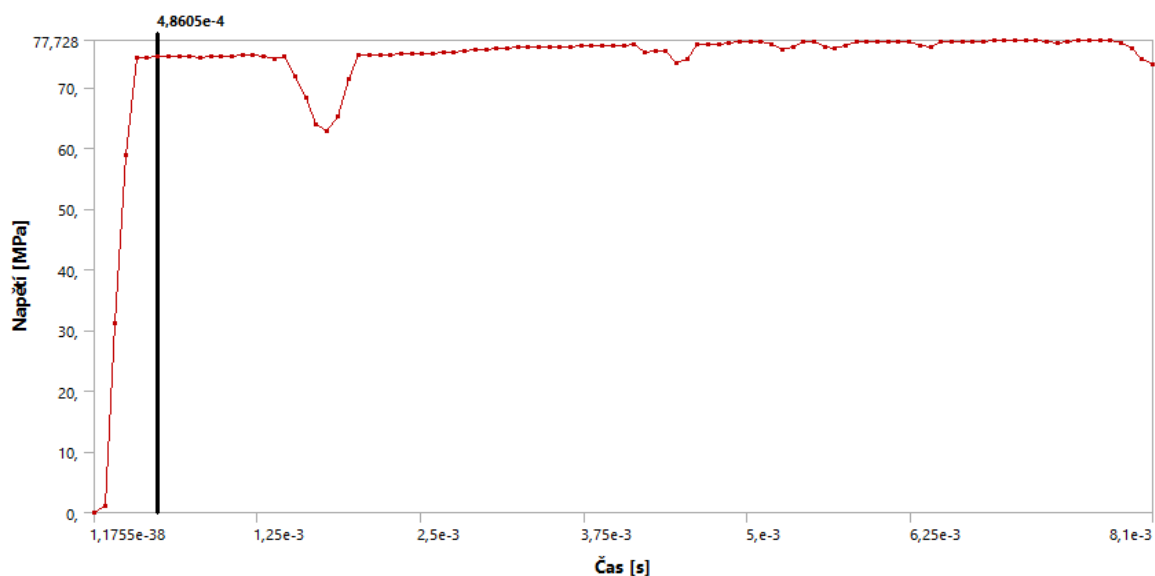


Obrázek 30: Maximum v levém pantu



Graf 20: Maximum v čase t levé části pantu

V levém pantu konkrétně v levé části dochází k překročení meze kluzu v čase 0,405 ms při napětí 75,18 MPa (viz Graf 20).

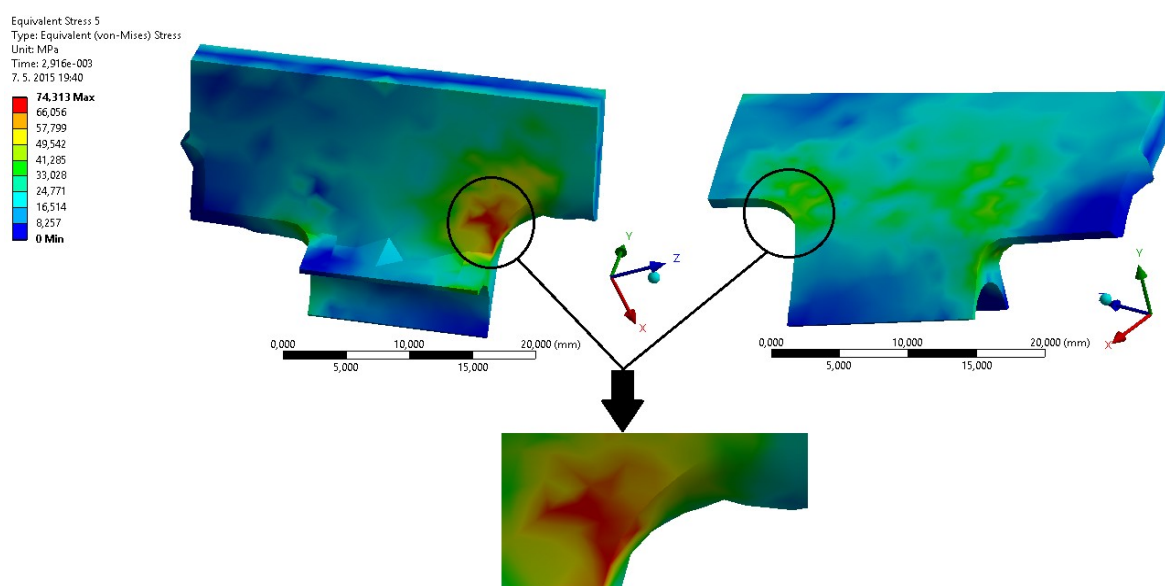


Graf 21: Maximum v čase t pravé části pantu

V levém pantu konkrétně v pravé části dochází k překročení meze kluzu v čase 0,486 ms při napětí 75,03 MPa (viz Graf 21).

5.4.2 Pravý pant lopatky

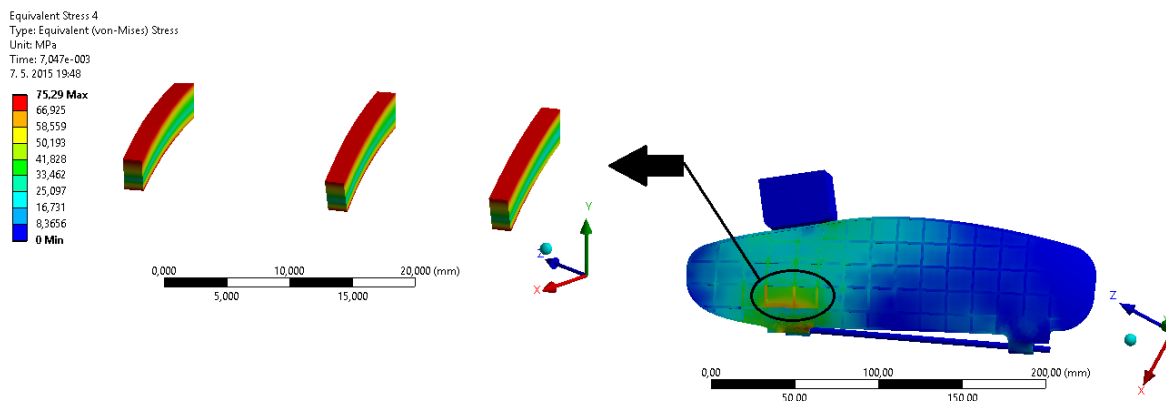
V pravém pantu lopatky se opět musí provést kontrola koncentrace napětí. Největší napětí v této části lopatky dosahuje 74,31 MPa. Při tomto maximu je vnitřní energie v čase 2,916 ms rovna 4 264 mJ (viz Obrázek 31). Z důvodu nepřekročení meze kluzu v celé části pravého pantu, nemá smysl dále kontrolovat tuto část lopatky.



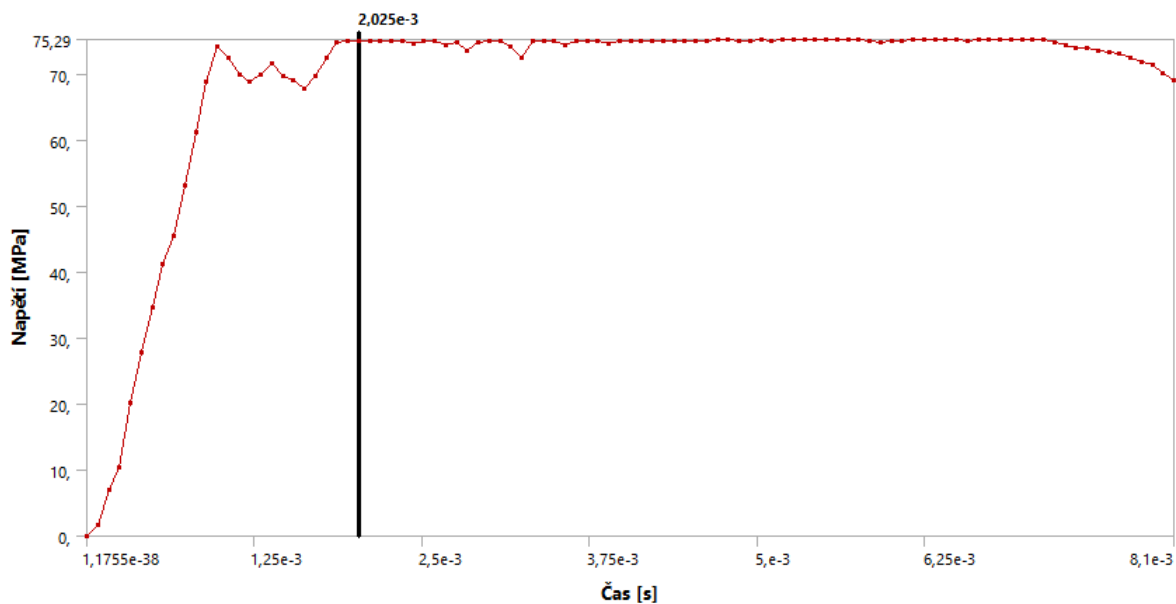
Obrázek 31: Maximum v pravém pantu

5.4.3 Žebrování lopatky

V žebrování lopatky dochází v čase 7,047 ms k nárůstu napětí na 75,29 MPa při vnitřní energii, která je 7 316 mJ (viz Obrázek 32).



Obrázek 32: Maximum v žebrování



Graf 22: Maximum v čase t žebrování

V žebrování dochází k překročení meze kluzu v čase 2,025 ms při napětí 75,01 MPa (viz Graf 22).

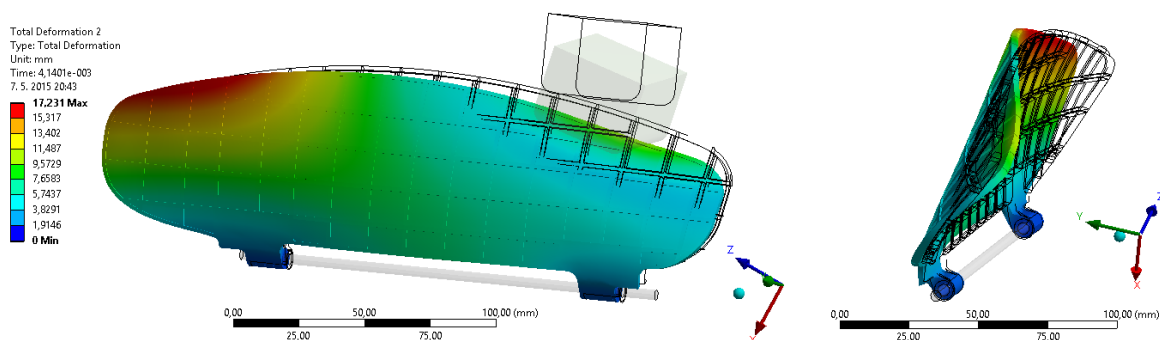
5.4.4 Vyhodnocení ideálně plastického materiálu a pozice 2

Porovnáním pravého, levého pantu a žebrování, kde se vyskytovalo největší napětí a kde docházelo k překročení meze pevnosti, bylo zjištěno, že nejdříve dojde k překročení meze kluzu v čase 0,405 ms. K překročení došlo v levém pantu a v levé části zaoblení, kde dosáhlo napětí 75,18 MPa. Napětí ukazuje, že dojde v tomto místě k porušení součásti.

U jednotlivých materiálových modelů byly určeny stejná místa, kde dojde k porušení lopatky sedadlového systému. Jedná se o místo levého pantu na levé části v zaoblení. Lze tedy říci, že dojde k porušení součásti v čase od 0,32 do 0,405 ms. Napětí se bude pohybovat od 75,18 do 94,92 MPa při této pozici pádu tělesa.

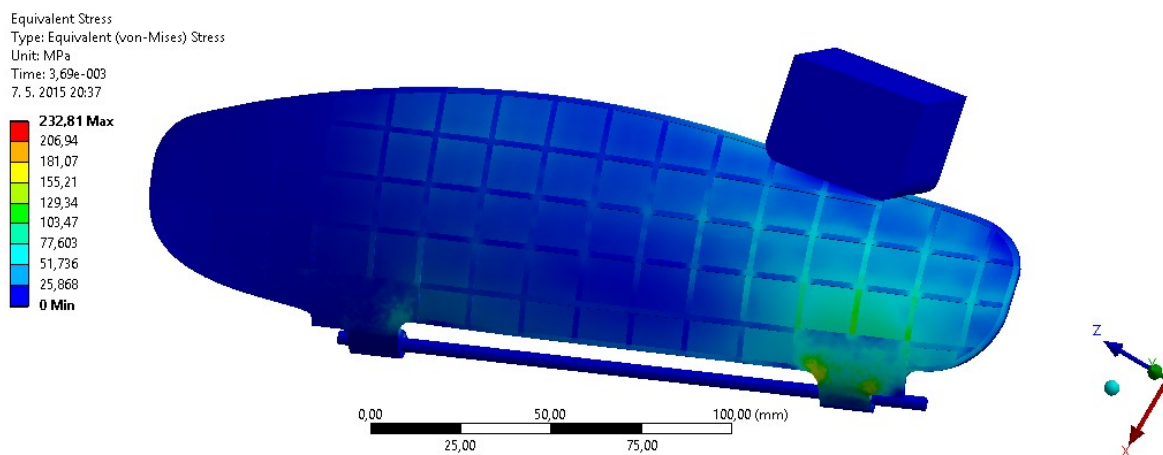
5.5 Pozice 3 - čistě elastický materiál

Celková deformace lopatky po pádu tělesa dosahuje maxima v čase 2,4ms a lopatka se vychýlila o 17,23 mm (viz Obrázek 33).



Obrázek 33: Celková deformace čistě elastického materiálu

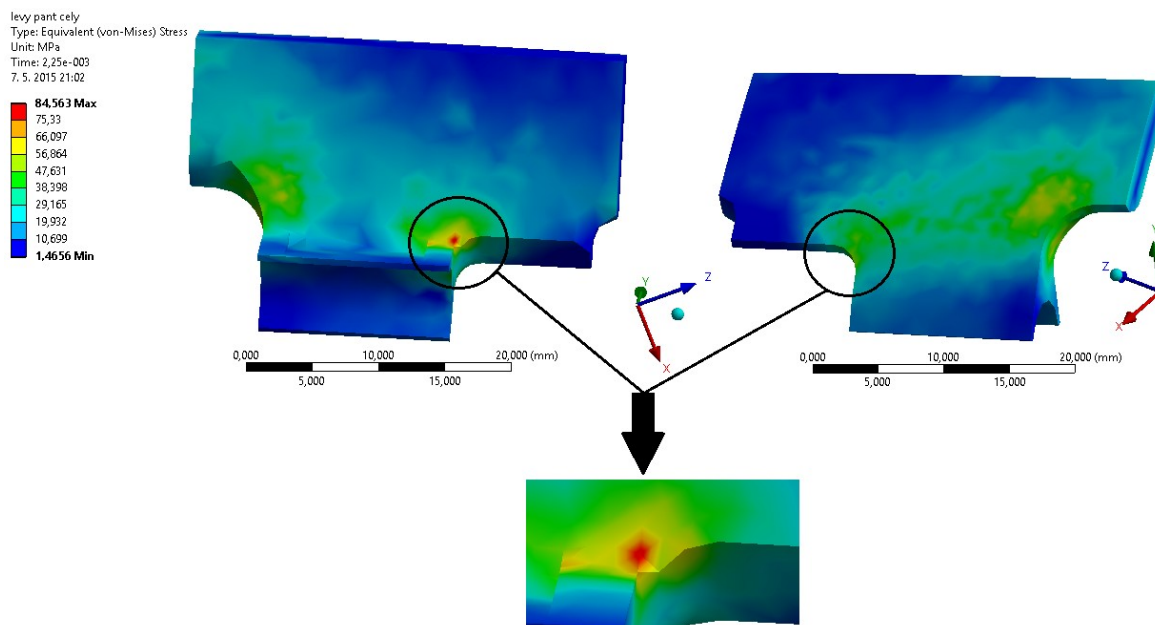
Redukované napětí dle hypotézy HMH má své maximum v čase 3,69 ms a napětí dosahuje 232,81MPa (viz Obrázek 34) a to v pravém pantu. Tato část a další kritická místa jsou dále vyhodnoceny.



Obrázek 34: Redukované napětí čistě elastického materiálu

5.5.1 Levý pant lopatky

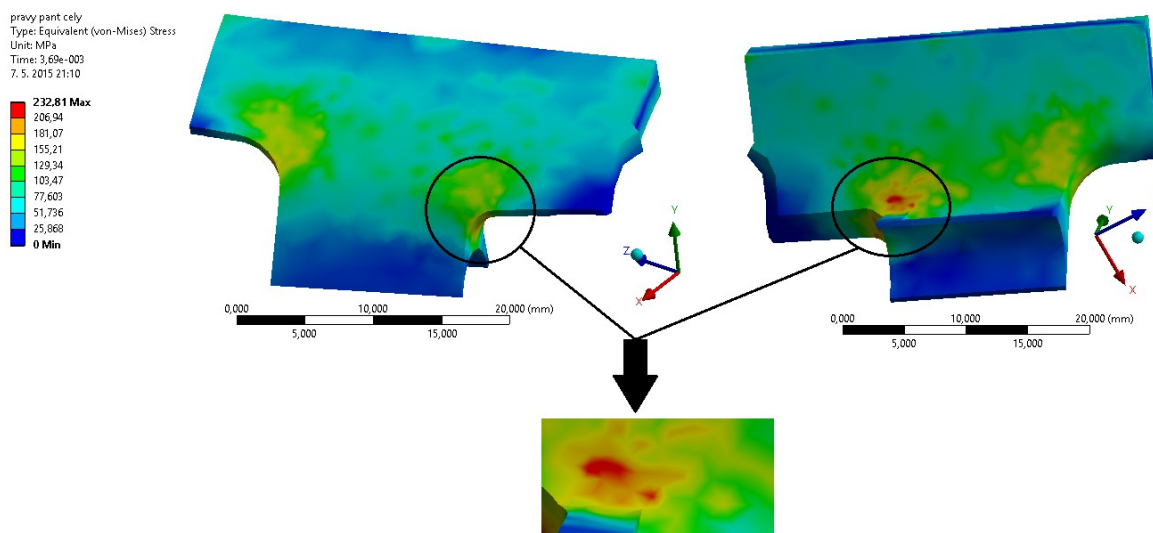
V levém pantu nedojde k překročení meze pevnosti. Při dosažení maxima v čase 2,25 ms je vnitřní energie rovna 2 890 mJ (viz Obrázek 35). V tomto místě je napětí 84,56 MPa. Z důvodu, že nebylo dosaženo meze pevnosti, nemá význam vyhodnocovat dále tuto část lopatky.



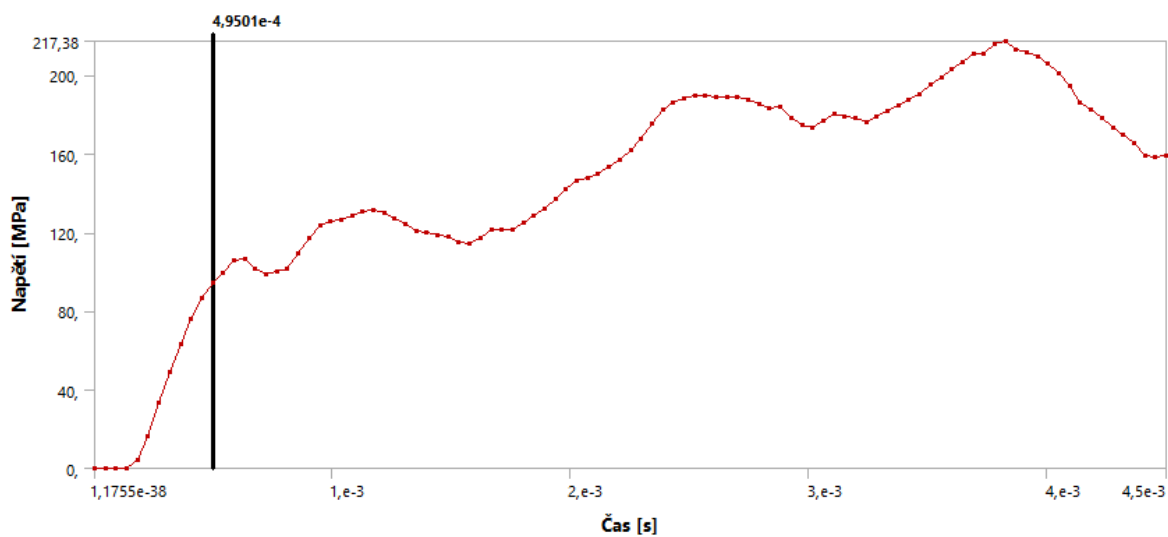
Obrázek 35: Maximum v levém pantu

5.5.2 Pravý pant lopatky

V pravém pantu lze pozorovat největší koncentraci napětí vlivem zaoblení. Největší napětí v této části lopatky dosahuje 232,81 MPa. Při tomto maximu je v čase 3,69 ms vnitřní energie rovna 3 685 mJ (viz Obrázek 36).

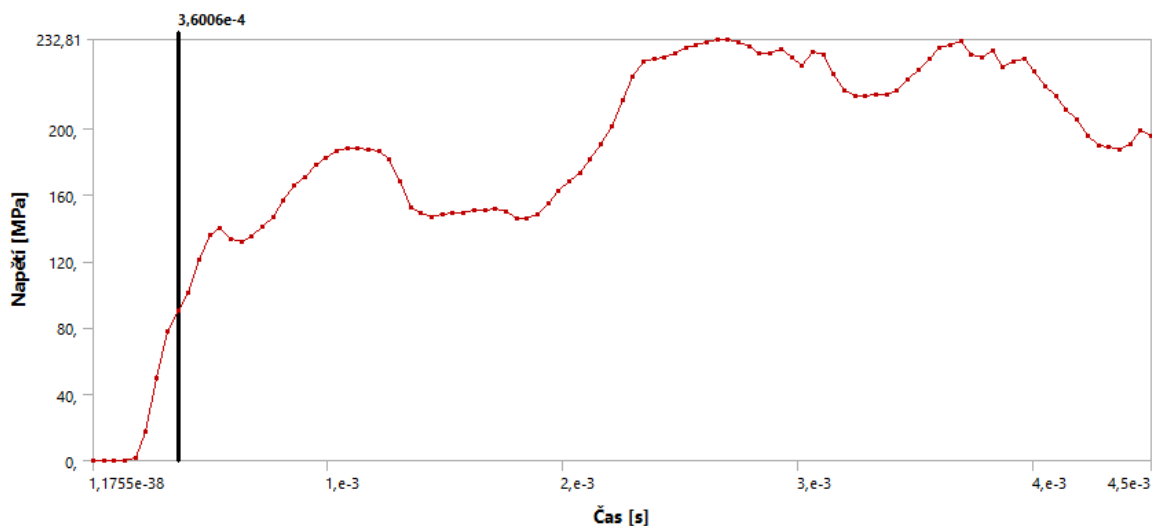


Obrázek 36: Maximum v pravém pantu



Graf 23: Maximum v čase t levé části pantu

V pravém pantu konkrétně v levé části dochází k překročení meze pevnosti v čase 0,495 ms při napětí 94,49 MPa (viz Graf 23).

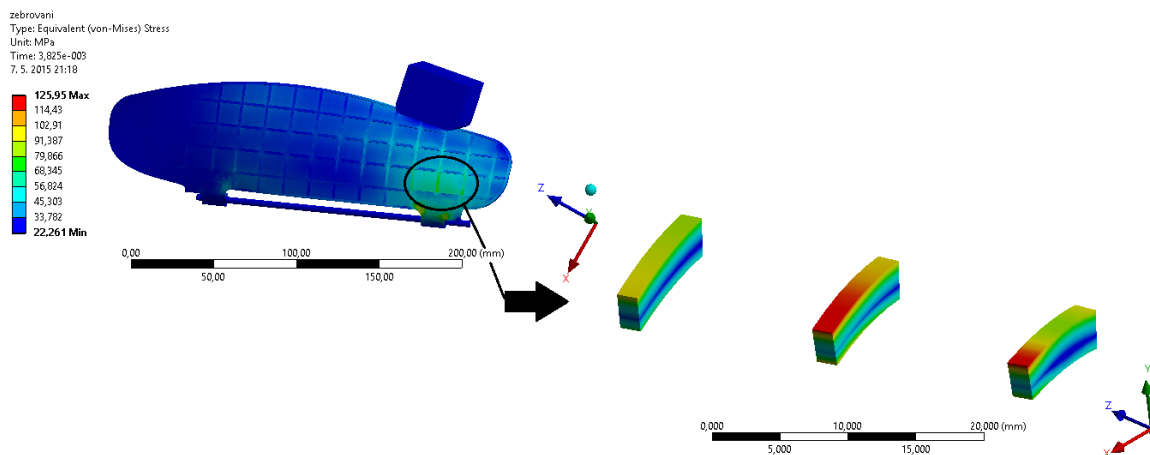


Graf 24: Maximum v čase t pravé části pantu

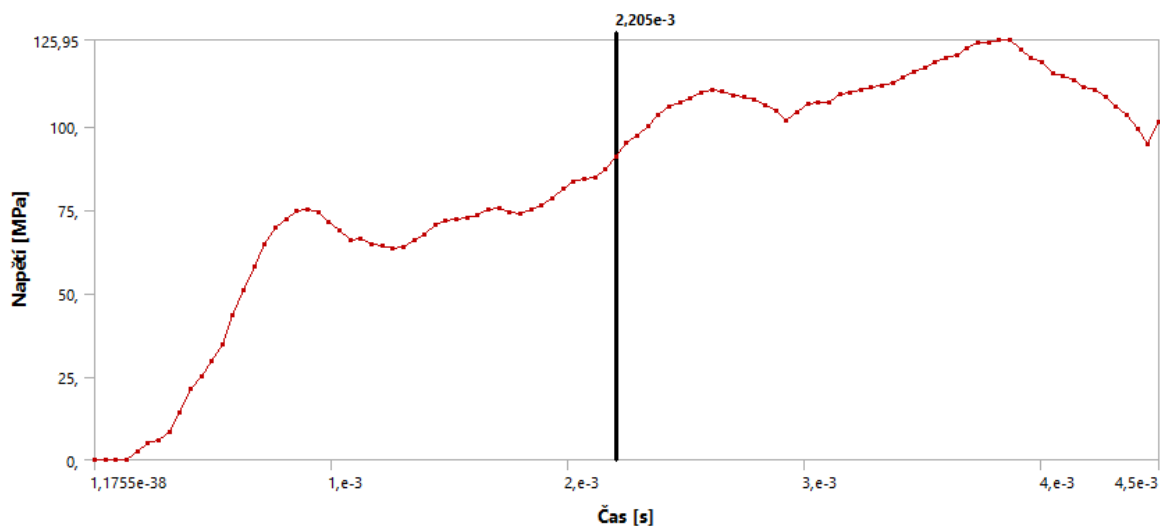
V pravém pantu konkrétně v pravé části dochází k překročení meze pevnosti v čase 0,36 ms při napětí 90,63 MPa (viz Graf 24).

5.5.3 Žebrování lopatky

V žebrování lopatky, při tomto zatížení, je v čase 3,825 ms napětí 125,95 MPa při vnitřní energii, která je 3 704 mJ (viz Obrázek 37).



Obrázek 37: Maximum v žebrování



Graf 25: Maximum v čase t žebrování lopatky

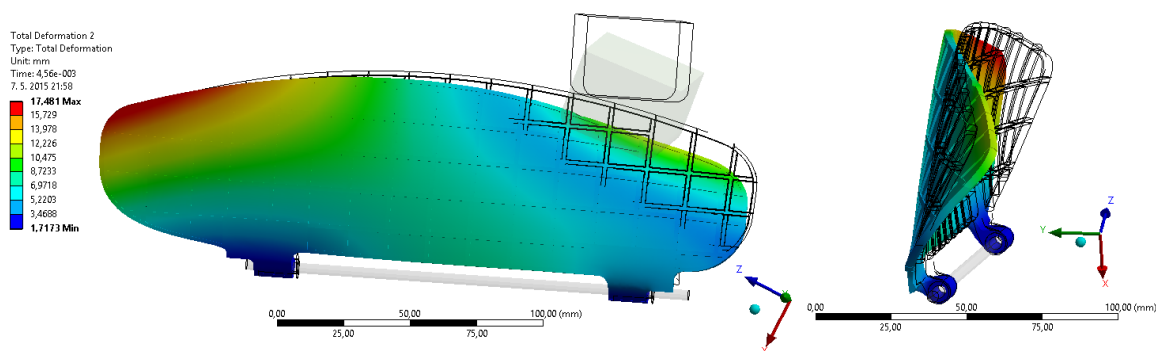
V žebrování dochází k překročení meze pevnosti v čase 2,205 ms při napětí 91,07 MPa (viz Graf 25).

5.5.4 Vyhodnocení čistě elastického materiálu

Porovnáním pravého, levého pantu a žebrování, kde se vyskytovalo největší napětí a kde docházelo k překročení meze pevnosti, bylo zjištěno, že nejdříve dojde k překročení meze pevnosti v čase 0,36 ms. K překročení došlo v pravém pantu a to v pravé části zaoblení, kde dosáhlo napětí na 90,63 MPa. Napětí ukazuje, že dojde v tomto místě k porušení součásti.

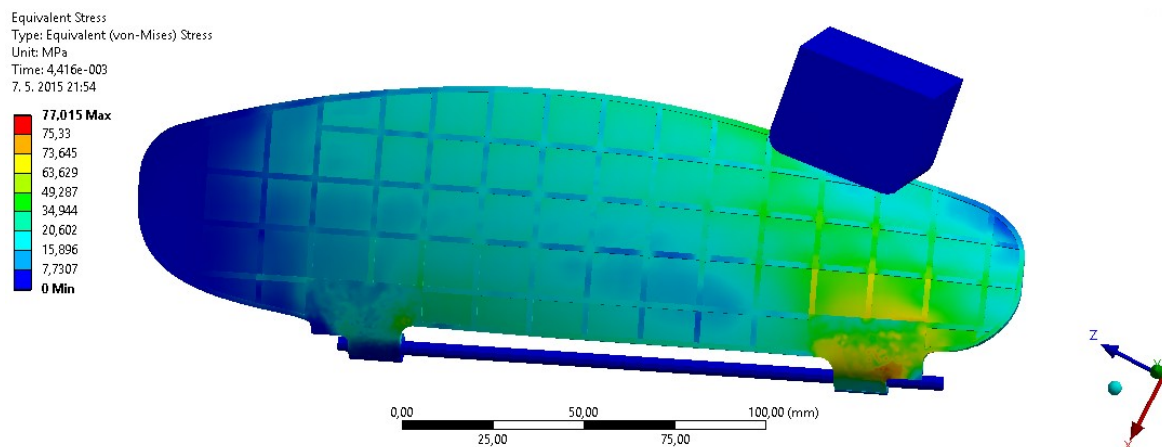
5.6 Pozice 3 - ideálně plastický materiál

Celková deformace lopatky po pádu tělesa má své maximum v čase 4,56 ms a lopatka se vychýlila o 17,48 mm (viz Obrázek 38).



Obrázek 38: Celková deformace ideálně plastického materiálu

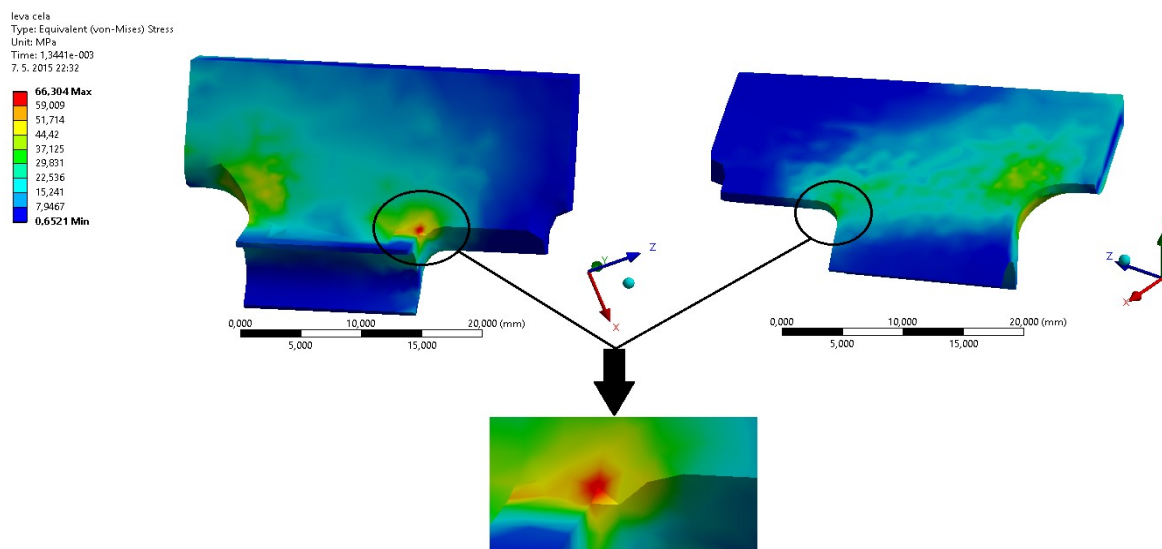
Redukované napětí dle hypotézy HMH má své maximum v čase 4,416 ms a napětí dosahuje 77,02 MPa (viz Obrázek 39).



Obrázek 39: Redukované napětí ideálně plastického materiálu

5.6.1 Levý pant lopatky

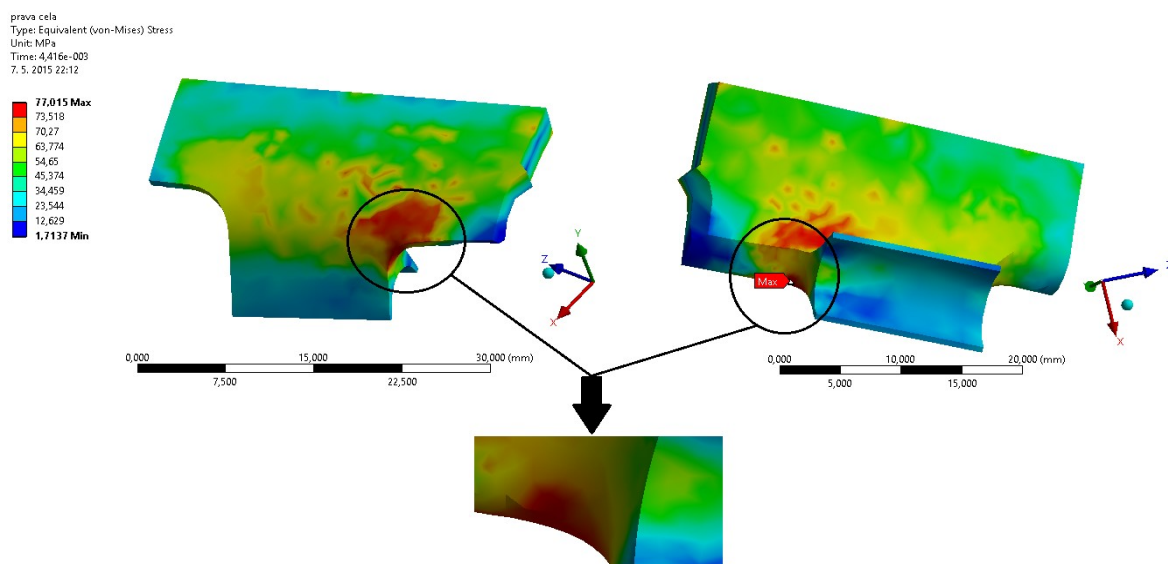
Největší napětí v této části lopatky v čase 1,344 ms dosahuje 66,30 MPa. Při tomto maximu je vnitřní energie rovna 1 654 mJ (viz Obrázek 40). V levém pantu nedošlo po dobu výpočtu k překročení meze kluzu. Tuto část lopatky nemá význam dále kontrolovat.



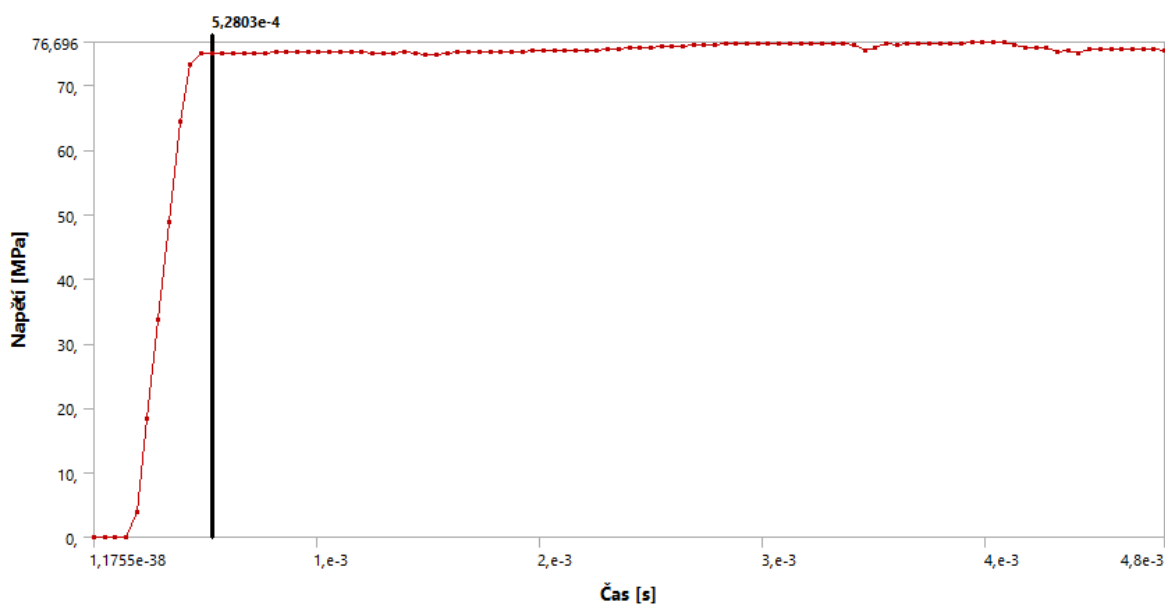
Obrázek 40: Maximum v levém pantu

5.6.2 Pravý pant lopatky

V pravém pantu lopatky se vyskytuje největší koncentrace napětí. Největší napětí v této části lopatky v čase 4,416 ms dosahuje 77,02 MPa. Při tomto maximu je vnitřní energie rovna 3 940 mJ (viz Obrázek 41).

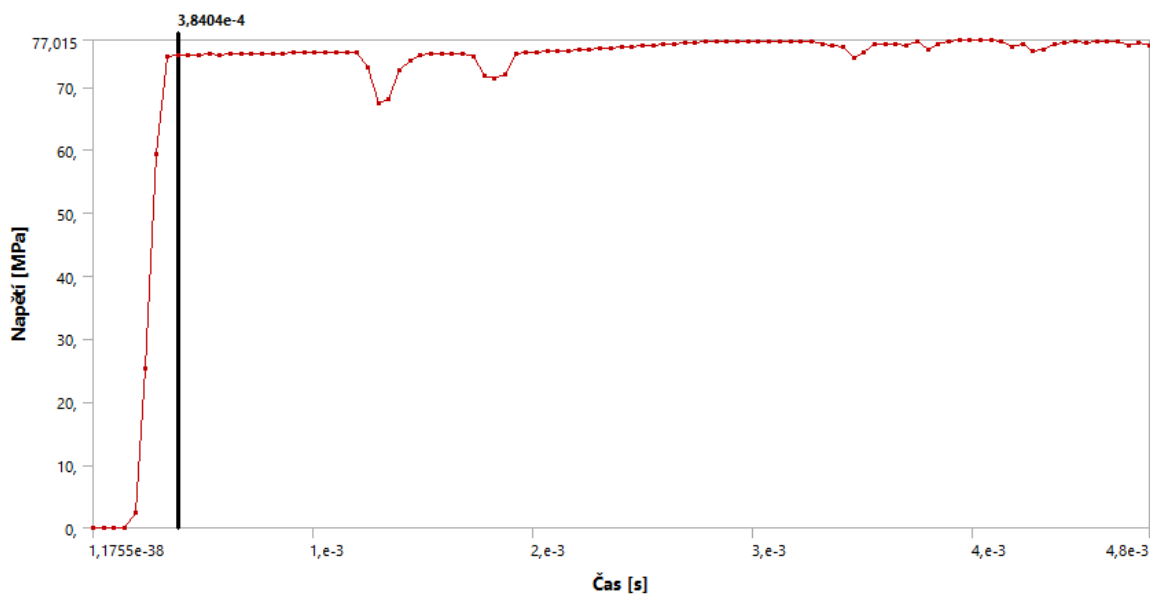


Obrázek 41: Maximum v pravém pantu



Graf 26: Maximum v čase t levé části pantu

V pravém pantu konkrétně v levé části dochází k překročení meze kluzu v čase 0,528 ms při napětí 75,04 MPa (viz Graf 26).

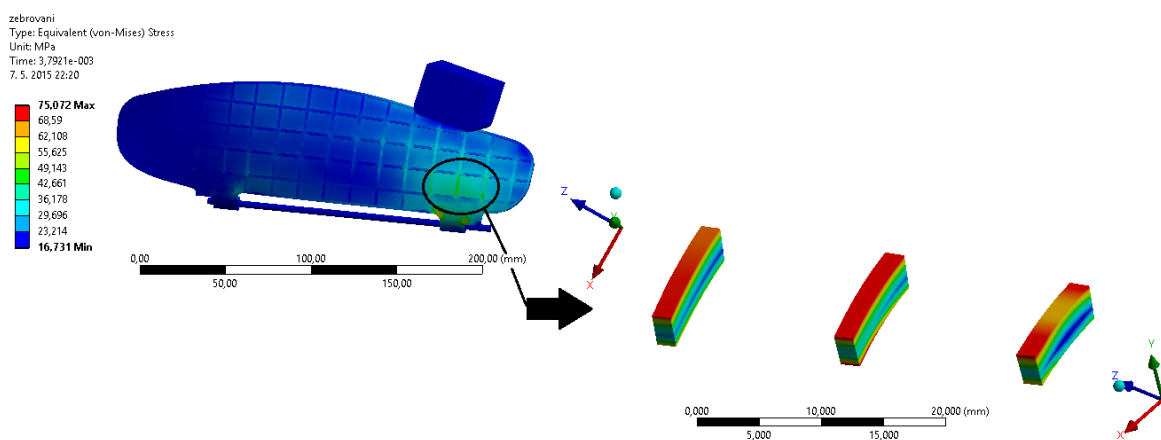


Graf 27: Maximum v čase t pravé části pantu

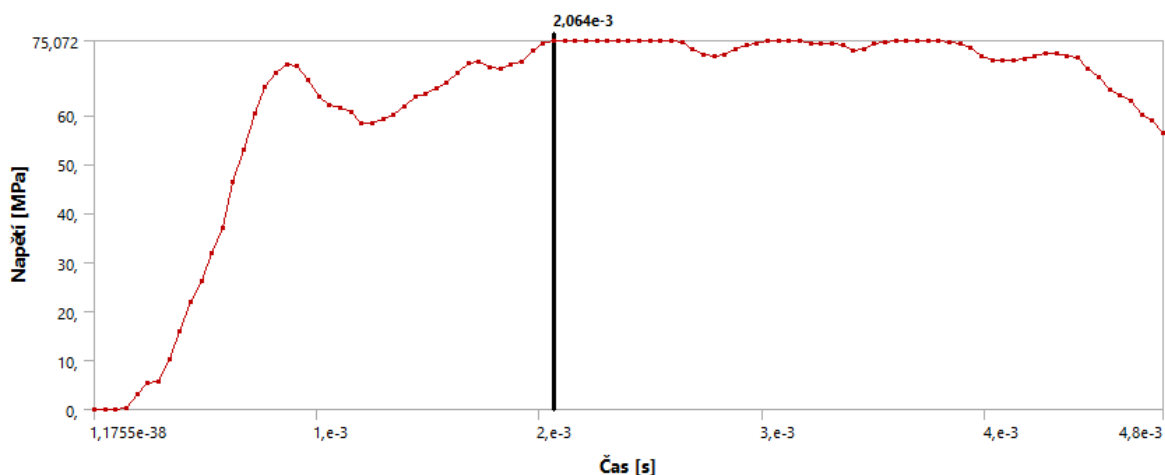
V pravém pantu konkrétně v pravé části dochází k překročení meze kluzu v čase 0,384 ms při napětí 75,05 MPa (viz Graf 27).

5.6.3 Žebrování lopatky

V žebrování lopatky dochází v čase 3,792 ms k nárůstu napětí na 75,07 MPa při vnitřní energii, která je 3 954 mJ (viz Obrázek 42).



Obrázek 42: Maximum v žebrování



Graf 28: Maximum v čase t žebrování

V žebrování dochází k překročení meze kluzu v čase 2,064 ms při napětí 75,002 (viz Graf 28).

5.6.4 Vyhodnocení ideálně plastického materiálu a pozice 3

Porovnáním pravého, levého pantu a žebrování, kde se vyskytovalo největší napětí a kde docházelo k překročení meze kluzu, bylo zjištěno, že nejdříve dojde k překročení meze kluzu v čase 0,384 ms. K překročení došlo v pravém pantu a v pravé části zaoblení, kde dosáhlo napětí 75,05 MPa. Napětí ukazuje, že dojde v tomto místě k porušení součásti.

U jednotlivých materiálových modelů byly určeny stejná místa, kde dojde k porušení lopatky sedadlového systému. Jedná se o místo pravého pantu na pravé části v zaoblení. Lze tedy říci, že dojde k porušení součásti v čase od 0,36 do 0,384 ms. Napětí se bude pohybovat od 75,05 do 90,63 MPa při této pozici pádu tělesa.

5.7 Celkové vyhodnocení všech pozic

Při pádu tělesa ze všech pozic došlo k porušení lopatky sedadlového systému. Součást, která byla podrobena tímto typem zkoušky, není navržena tak, aby byla zajištěna funkčnost při takovém zatížení. Je zapotřebí provedení změn v geometrii lopatky, materiálu nebo tloušťky lopatky. Nejkritičtější místo se zdá být v levém pantu. Zde došlo k nejrychlejšímu překročení meze kluzu a pevnosti.

6 Závěr a doporučení

Diplomová práce je zaměřena na deformačně napjatostní analýzu lopatky sedadlového systému. Lopatka je určena jako masážní prvek v sedadle automobilu. Cílem diplomové práce je určení kritických míst lopatky pomocí metody konečných prvků a návrhu na zlepšení součástí. Celkem byly potřeba vyhodnotit tři pozice (viz Obrázek 8).

Ve všech pozicích při dopadu tělesa, rychlostí 4,43m/s a hmotnosti 1kg, se začala lopatka deformovat a začali se šířit napěťové vlny rychlostí zvuku v daném materiálu. Hodnoty materiálu lopatky nebyly přesně definovány a tak se přistoupilo k určení dvou materiálových modelů a to čistě elastického a ideálně plastického. Přičemž reálný materiál bude ležet mezi těmito dvěma modely. Při pádu z první pozice by došlo k porušení součásti v levém pantu, na pravé části v zaoblení, v čase mezi 0,2 až 0,224 ms a to při napětí od 75,07 do 94,03 MPa. V druhé pozici by součást byla porušena na levém pantu, na levé části v zaoblení, v čase od 0,32 do 0,405 ms při napětí od 75,18 MPa do 94,92 MPa. Při třetí pozici bylo zjištěno, že dojde k porušení součásti na pravém pantu, na pravé části v zaoblení, v čase od 0,36 do 0,384 ms při úrovni napětí od 75,05 do 90,63 MPa. Z těchto výsledků je patrné, že ani v jednom z případů by součást nevydržela a došlo by k porušení funkčnosti součásti při tomto druhu zatížení.

Doporučil bych změnu geometrie součástí. Jelikož v první a druhé pozici padajícího tělesa dochází k porušení levého pantu a při třetí pozici dochází k porušení pravého pantu a to vždy v zaoblení. Tyto zaoblení bych výrazně zvětšil a to na obou stranách pantu. Další možností úpravy lopatky sedadlového systému je přidání třetího nebo i čtvrtého pantu a to mezi dva stávající. Tímto by mělo dojít k menšímu vychýlení na spodní části lopatky a zároveň i ke zmenšení koncentrace napětí v zaoblení součástí.

Tento výpočet by šlo i dále zpřesňovat a to získáním materiálových dat, které jsou nutné k přesnému popsání křivky materiálového modelu. Dále by bylo dobré porovnat a naladit výpočet podle experimentálních dat, aby bylo třeba možné zvážit změnu materiálu lopatky.

Seznam použité literatury

- [1] CHROMEK, L. *Komplexní strukturální analýza kompresorového kola s využitím MKP*. Brno, 2012. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně. Vedoucí práce Ing. Adam Cívín.
- [2] DOHNAL, I. *Ověření možnosti využití tahové deformace při Hopkinsonově testu*. Brno, 2014. Dizertační práce. Vysoké učení technické v Brně. Vedoucí práce MILAN FOREJT.
- [3] 2014 Mercedes-Benz S-Class Interior Aims to Please Most of Your Senses Photo Gallery. *Motor Trend* [online]. 2014 [Citace: 8. Leden 2015]. Dostupné z: <http://wot.motortrend.com/2014-mercedes-benz-s-class-interior-aims-to-please-most-of-your-senses-342739.html/2014-mercedes-benz-s-class-massage-options/>
- [4] Mercedes-Benz's S-Class redefines luxury. *Autoweek* [online]. 2013 [Citace: 8. Leden 2015]. Dostupné z: <http://autoweek.com/article/car-reviews/mercedes-benzs-s-class-redefines-luxury>
- [5] Zkoušení materiálů. [online]. 2005 [Citace: 11. Leden 2015]. Dostupné z: <http://tzs.kmm.zcu.cz/material2.pdf>
- [6] SISILICH, V. *Dynamická tahová zkouška: určení materiálových parametrů*. Brno, 2008. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně. Vedoucí práce Ing. Martin Severa.
- [7] HORYL, Petr. Katedra mechaniky 337/Studijní materiály/MKP II. *Horyl Petr: Podpurné materiály pro předmět MKP II*. [online] [Citace: 18. Březen 2015]. http://www.337.vsb.cz/materialy/PodpurneTexty_MKPII.pdf.
- [8] FUSEK, Martin a HALAMA, Radim. Matematika pro inženýry 21. století/Výukové materiály/Metoda konečných prvků a metoda hraničních prvků. *Metoda konečných prvků a metoda hraničních prvků*. [online] 2011. [Citace: 6. Březen 2015]. http://mi21.vsb.cz/sites/mi21.vsb.cz/files/unit/metoda_konecnnych_prvku_a_hranicnich_prvku.pdf
- [9] Teplý, B. a Šmírák, S.: Pružnost a plasticita 2., CERM, Brno, 2000
- [10] Ansys Inc. *ANSYS Help/Explicit Dynamics Theory Guide/What Is Explicit Dynamics?/Time Integration/Explicit Time Integration*. Pennsylvania, Cecil Township : ANSYS, Inc., 2015.
- [11] Ansys Inc. ANSYS Autodyn. *ANSYS Autodyn*. [online] Ansys, Inc., 2015. [Citace: 24. Březen 2015.] <http://www.ansys.com/Products/Simulation+Technology/Structural+Analysis/Explicit+Dynamics/ANSYS+Autodyn>.

- [12] Ansys Inc. ANSYS Explicit STR. *ANSYS Explicit STR*. [online] Ansys, Inc., 2015.
[Citace: 13. Březen 2015.]
<http://www.ansys.com/Products/Simulation+Technology/Structural+Analysis/Explicit+Dynamics/ANSYS+Explicit+STR#/0/2>.
- [13] Ansys Inc. *ANSYS Help/ANSYS Documentation/Mechanical APDL*. Pennsylvania, Cecil Township. : ANSYS, Inc., 2015.
- [14] Ansys Inc. *ANSYS Help/ANSYS Documentation/Mechanical Applications/Mechanical User's Guide/G. Explicit Dynamics Theory Guide*. Pennsylvania, Cecil Township : ANSYS, Inc., 2015.
- [15] Ansys Inc. *ANSYS Help/ANSYS Documentation/Mechanical APDL/ANSYS LS-DYNA User's Guide/Hourglassing*. Pennsylvania, Cecil Township : ANSYS, Inc., 2015.
- [16] Ansys Inc. Documentation for ANSYS Release 15.0. SAS IP, Inc., 2014.

Poděkování

Tímto chci poděkovat panu Ing. Matěji Barteckému. Díky jeho pomoci, radám a doporučení výrazně přispěl ke vzniku této diplomové práce. Dále bych chtěl poděkovat kolektivu společnosti Continental Automotive Czech Republic, s.r.o. za poskytnutí podkladů k vytvoření této práce. Rád bych poděkoval také své přítelkyni za podporu a pochopení při psaní této práce.

Miloslav Halák